

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ  
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН**

«На правах рукопису»  
УДК 621.941.25

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_  
(підпис) С.В. Струтинський  
(ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2018 р.

## Магістерська дисертація

зі спеціальності: 133 Галузеве машинобудування  
(код і назва спеціальності)

на тему: Модернізація та розширення функціональних можливостей  
токарно-гвинторізного верстату

Виконав: студент II курсу, групи МВ-71мп  
(шифр групи)

Третьяков Леонтій Віталійович  
(прізвище, ім'я, по батькові) \_\_\_\_\_ (підпис)

Науковий керівник: к. т. н., доц. Самойленко О. В  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) \_\_\_\_\_ (підпис)

Консультант: \_\_\_\_\_  
(назва розділу) \_\_\_\_\_ (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) \_\_\_\_\_ (підпис)

Рецензент: \_\_\_\_\_  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) \_\_\_\_\_ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській  
дисертації немає запозичень з праць  
інших авторів без відповідних  
посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»  
Механіко-машинобудівний інститут**

**Кафедра конструювання верстатів та машин**

Освітній ступінь «магістр»

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність «133 Галузеве машинобудування»

Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів,  
роботів і машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

С. В. Струтинський  
(підпис) (ініціали, прізвище)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 р.

**ЗАВДАННЯ  
на магістерську дисертацію студенту**

Третякову Леонтію Віталійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: "Модернізація та розширення функціональних  
можливостей токарно-гвинторізного верстату"

Науковий керівник дисертації:

к. т. н., доц. Самойленко Олексій Васильович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджено наказом по університету від «15» листопада 2018 р № 934-с

2. Термін подання студентом дисертації: 10 грудня 2018 року

3. Об'єкт дослідження: універсальний токарно-гвинторізний верстат  
моделі 16K20

4. Вихідні дані: технічна документація на верстат, креслення типової  
деталі для обробки на верстаті, рекомендації з напрямків модернізації,  
патентна інформація.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити:

1.Обґрунтування класифікаційних індексів для патентно-інформаційних  
досліджень. 2.Патентно-інформаційні дослідження стосовно шляхів мо-  
дернізації верстату. 3.Аналіз державних стандартів. 4.Розробка техноло-  
гічного процесу. 5.Розрахунок режимів різання. 6.Конструювання при-воду  
обертання інструменту. 7.Конструювання револьверної голівки.

8.Конструювання механізму переміщень інструменту. 9.Конструювання затискного механізму. 10Конструювання різцетримача.

6. Орієнтовний перелік (графічного) ілюстративного матеріалу:

1.Приклади модернізації аналогічного верстатного обладнання. 2.Кінематична схема верстату. 2.Шпиндельна бабка. 3.Револьверна голівка. 4.Механізм обертання інструменту. 5.Приводи поздовжнього та поперечного переміщення інструменту. 6.Різцетримач. 7.Затискний патрон. 8.Схема системи ЧПК.

7. Орієнтовний перелік публікацій: \_\_\_\_\_

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

#### Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Ознайомлення із завданням на магістерську дисертацію		
2	Патентно-інформаційні дослідження		
3	Розробка технологічного процесу та визначення режимів різання		
4	Конструювання затискного механізму		
5	Конструювання револьверної голівки		
6	Конструювання приводів переміщення та обертання інструменту		
7	Конструювання різцетримача		
8	Попередній захист та робота над зауваженнями		
9	Представлення готової дисертації		

Студент

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Третьяков Л. В.  
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Самойленко О. В.  
(ініціали, прізвище)

## **Анотація до магістерської дисертації**

### **"Модернізація та розширення функціональних можливостей токарно-гвинторізного верстату"**

Магістерська дисертація була присвячена модернізації та розширенню функціональних можливостей токарно-гвинторізного верстату моделі 16K20T1.

Проект складається з таких частин: технологічної, патентно-інформаційної, конструкторської та дослідницької.

У технологічній частині проведений аналіз характеристик оброблюваних деталей, технологічний розрахунок, розрахунок припусків на обробку.

В патентно-інформаційній частині проводиться визначення індексів рубрик за Міжнародною патентною класифікацією та УДК.

У конструкторській частині представлено опис конструкції основних вузлів, опис конструкції датчиків лінійних переміщень ЛІР-8, опис пристрою ЧПУ, проведені конструкторські розрахунки.

Метою проекту є розробка вихідних даних на проектування гнучкого різцетримача стосовно адаптивної системи управління модернізованого верстата та покращення технологічних показників.

Ключові слова та словосполучення: механізм головного руху, станина, супорт, передня та задня бабки, патрон з електромеханічним приводом, повздовжня та поперечна подачі, револьверна голівка, оптоелектричний датчик, лінійне переміщення, тягове зусилля, гнучкий різцетримач, осьовий інструмент.

### **Annotation to master's dissertation**

"Modernization and expansion of the functionality of a screw-cutting lathe "

The master's thesis was devoted to the modernization and expansion of the functional capabilities of a 16K20T1 turning-cutting lathe.

The project consists of the following parts: technological, patent information, design and research.

In the technological part, the analysis of the characteristics of the machined parts, technological calculation, calculation of allowances for processing.

In the patent information part, the definition of heading indices is carried out according to the International Patent Classification and UDC.

In the design part, a description of the design of the main components, a description of the design of the linear displacement sensors LIR-8, a description of the CNC device, and design calculations are presented.

The aim of the project is to develop the initial data for the design of a flexible tool holder with respect to the adaptive control system of the upgraded machine and improvement of technological indicators.

Key words and phrases: main movement mechanism, bed, caliper, front and back headstock, electromechanical chuck, longitudinal and transverse feed, turret, electric sensor, linear movement, traction force, flexible tool post, axial tool.

## **Аннотация к магистерской диссертации**

### **"Модернизация и расширение функциональных возможностей токарно-винторезного станка"**

Магистерская работа была посвящена модернизации и расширению функциональности токарного станка 16K20T1.

Проект состоит из следующих частей: технологическая, патентная информация, дизайн и исследования.

В технологической части проводится анализ характеристик обрабатываемых деталей, технологический расчет, расчет припусков на обработку.

Что касается патентной информации, определение индексов курса выполняется в соответствии с Международной патентной классификацией и УДК.

В части проектирования представлены описание конструкции основных компонентов, описание конструкции датчиков линейного перемещения ЛИР-8, описание устройства с ЧПУ и расчеты конструкции.

Целью проекта является разработка исходных данных для проектирования гибкого держателя инструмента с учетом адаптивной системы управления модернизированной машины и улучшения технологических показателей.

Ключевые слова и словосочетания: механизм главного движения, станина, суппорт, передняя и задняя бабки, патрон с электромеханическим приводом, продольная и поперечная подачи, револьверная головка, оптоэлектрический датчик, линейное перемещение, тяговое усилие, гибкий резцедержатель, осевой инструмент.

**Пояснювальна записка  
до магістерської дисертації**

на тему: "Модернізація та розширення функціональних можливостей  
токарно-гвинторізного верстату"

Київ – 2018 рік

## Зміст

Вступ .....	4
1. Вибір і обґрунтування вихідних даних .....	5
1.1 Технічна характеристика і призначення верстата базової моделі .....	5
1.2 Основні недоліки конструкції базової моделі верстата і шляхи їх усунення .....	14
2. Патентно-інформаційний пошук .....	16
2.1 Визначення індексів рубрик Міжнародної патентної класифікації та індексу рубрики УДК .....	16
2.2 Аналіз аналогів .....	21
3. Технологічна частина .....	22
3.1 Аналіз характеристик оброблюваних деталей .....	22
3.2 Технологічні розрахунки .....	26
3.2.1 Розрахунок припусків на обробку .....	27
3.2.2 Розрахунок режимів різання .....	30
4. Конструкторська частина .....	38
4.1 Опис конструкції основних вузлів .....	38
4.1.1 Механізм головного руху .....	38
4.1.2 Патрон з електромеханічним приводом .....	38
4.1.3 Основа верстата .....	40
4.1.4 Станина верстата .....	40
4.1.5 Приводи поздовжнього і поперечного переміщень .....	40
4.1.6 Револьверна головка .....	40
4.2 Опис конструкції датчиків лінійних переміщень ЛІР-8 .....	41
4.3 Опис пристрою ЧПУ NC-200 .....	43
4.4 Конструкторські розрахунки .....	46

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		<i>Третяков</i>			Модернізація та розширення функціональних можливостей токарно-гвинторізного верстату Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		<i>ГПМПІРНКП</i>					2	103
						<i>КПІ ім. Ігоря Сікорського, ММІ, МВ-71мп</i>		
Н. Контр.								
Затверд.								



4.4.1 Кінематичний розрахунок приводу головного руху .....	46
4.4.2 Розрахунок поліклінової передачі .....	51
4.4.3 Розрахунок на міцність коробки швидкостей .....	55
4.4.4 Розрахунок шпинделя на жорсткість .....	72
4.4.5 Розрахунок підшипників .....	77
4.4.6 Розрахунок тягового зусилля приводу поздовжньої подачі .....	80
4.4.7 Вибір електродвигуна і визначення потужності приводу поздовжніх подач .....	82
4.4.8 Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення приводу поздовжньої подачі .....	84
4.4.9 Вибір електродвигуна і визначення потужності приводу обертання осьового інструменту .....	92
5. Дослідницька частина .....	95
5.1 Дослід жорсткості токарних верстатів з ЧПУ .....	95
5.2 Розрахунок з проектування гнучкого різцетримача .....	98
Висновки .....	101
Література .....	102
Додаток	
А Бабка шпиндельна (специфікація)	
Б Патрон з електромеханічним приводом (специфікація)	
В Привід поздовжніх переміщень супорта (специфікація)	
Г Привід поперечних переміщень супорта (специфікація)	
Д Механізм обертання осьового інструменту (специфікація)	
Е Механізм повороту револьверної головки (специфікація)	

## Вступ

В магістерській дисертації був розглянутий токарно-гвинторізний верстат високоточний моделі 16K20T1.

Проект побудований з таких частин: технологічної, патентно-інформаційної, конструкторської та дослідницької.

У технологічній частині проведено аналіз характеристик оброблюваних деталей, розрахунок припусків для обробки, технологічний розрахунок.

В патентно-інформаційній частині проводиться визначення індексів рубрик за Міжнародною патентною класифікацією.

В конструкторській частині представлено опис пристрою ЧПУ, конструкції основних вузлів, а також опис конструкції оптоелектричних датчиків лінійних переміщень ЛІР-8, були проведені конструкторські розрахунки.

Мета дослідницької частини, це розробка вихідних даних на проектування гнучкого різцетримача для адаптивної системи управління модернізованого верстата.

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						4
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

**1. Вибір і обґрунтування вихідних даних**  
**1.1 Технічна характеристика і призначення**  
**верстата базової моделі 16K20T1**

Розроблений на базі токарного верстата підвищеної точності з ЧПУ моделі 16K20T1, токарно-гвинторізний верстат призначений для обробки деталей типу тіл обертання по програмі, записаної на жорсткому диску, або що вводиться вручну.

На верстаті можна виконувати нарізування різьби та обробку деталей із ступінчастим або криволінійним профілем.

Деталі, оброблювані на даному верстаті, виготовляють з легованої, зносо-стійкої, жароміцної та жаростійкої сталей, одже верстат повинен володіти високою жорсткістю. Обробляти деталі зі сталі, чавуну, алюмінію та інших металів і сплавів нам дозволить широкий діапазон частот обертання шпинделя, а також швидкостей подач з безступінчастим регулюванням.

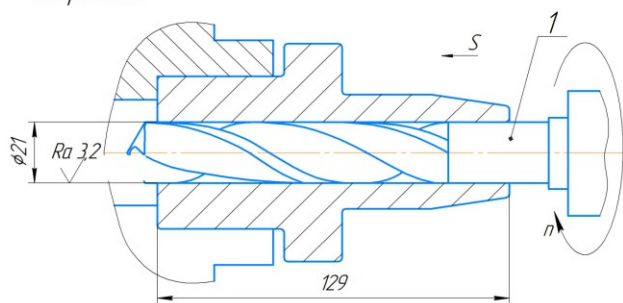
ЧПУ верстата дозволяє обробляти деталі складного профілю в автоматичному режимі із великою кількістю переходів, що є економічно вигідно для серійного, малосерійного виробництва.

Графічна технологія зображена на рисунку 1.1.

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						5
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

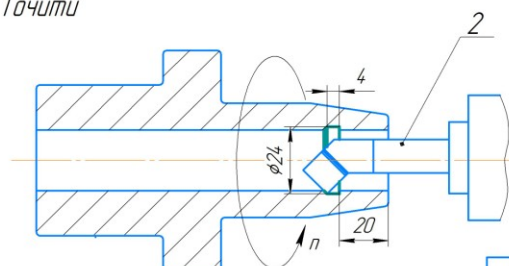
# Операція 010 – Токарна

1 перехід  
Свердлити



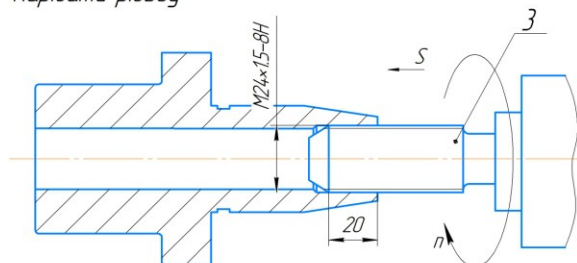
№ інстр.	Оброблюваний розмір	Назва інструмента	t, мм	S, мм/об	V, м/хв
1	φ21	Свердло φ21 ГОСТ 10903-77	10,5	0,15	22

2 перехід  
Точити



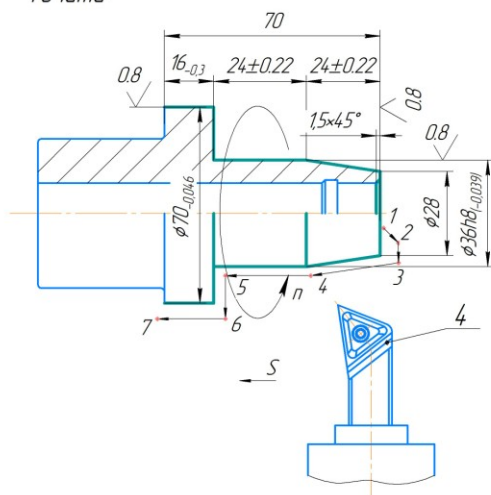
№ інстр.	Оброблюваний розмір	Назва інструмента	t, мм	S, мм/об	V, м/хв
2	φ24	Різець відігнутий ГОСТ 18868-73	15	0,08	25

3 перехід  
Нарізати різьбу



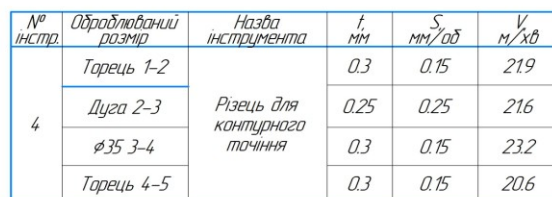
№ інстр.	Оброблюваний розмір	Назва інструмента	t, мм	S, мм/об	V, м/хв
3	M24×15-8H	Мітчик M24×15 ГОСТ 3266-81	—	15	11,31

4 перехід  
Точити

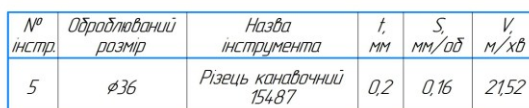


№ інстр.	Оброблюваний розмір	Назва інструмента	t, мм	S, мм/об	V, м/хв
4	Фаска 1-2	Різець для контурного точіння	0,25	0,25	219
	Торець 2-3		0,25	0,25	20,9
	Конус 3-4		0,3	0,15	22,6
	φ30 4-5		0,3	0,15	22,8
	Торець 5-6		0,25	0,25	22,9
	φ70 6-7		0,3		219

1 перехід  
Точити



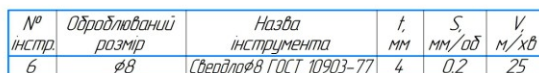
2 перехід  
Точити



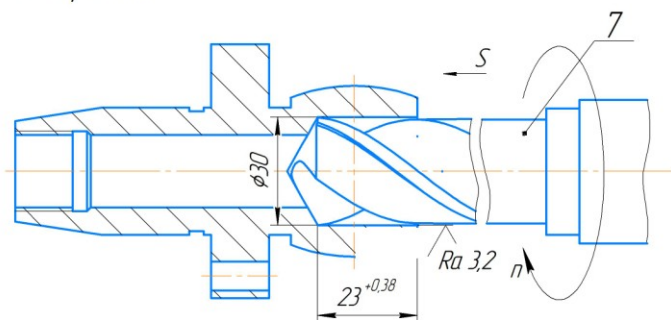
3 перехід  
Точити



4 перехід  
Свердлити

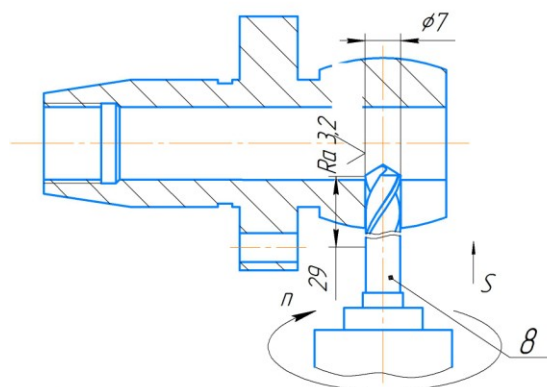


5 перехід  
Розсвердлити



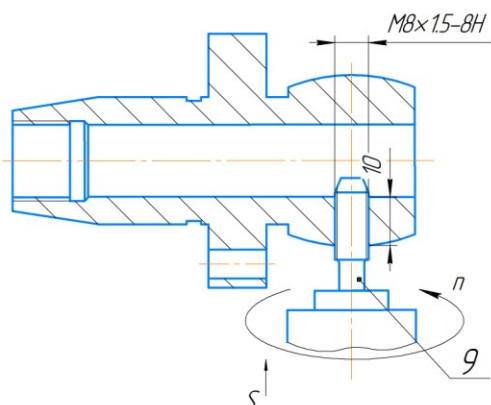
№ інстр.	Оброблюваний розмір	Назва інструмента	$t$ , мм	$S$ , мм/об	$V$ , м/хв
7	$\phi 30$	Свердло $\phi 30$ ГОСТ 10903-77	4,5	0,15	19

6 перехід  
Свердлити



№ інстр.	Оброблюваний розмір	Назва інструмента	$t$ , мм	$S$ , мм/об	$V$ , м/хв
8	$\phi 7$	Свердло $\phi 16$ ГОСТ 10903-77	8	0,2	25

7 перехід  
Нарізати різьбу



№ інстр.	Оброблюваний розмір	Назва інструмента	$t$ , мм	$S$ , мм/об	$V$ , м/хв
9	$M8 \times 1,5-8H$	Мітчик $M8 \times 1,5$ ГОСТ 3266-81	—	1,5	16,4

Рис 1.1 Графічна технологія

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МВ7126МП.МД000.000 ПЗ

Арк

8

# Характеристика верстата

Таблиця 1.1

Назва параметру	Значення параметру
Найбільший діаметр закріпленого виробу над станиною, мм	500
Найбільша довжина обробки, мм	905
Найбільший діаметр виробу, що оброблюється над супортом, мм	250
Висота різця, що встановлюється в різцетримачі, мм	25
Найбільша довжина встановлюваного виробу при установці в центрах, мм	1000
Центр у шпинделі із конусом Морзе за ГОСТ 13214 - 79	6
Діаметр циліндричного отвору в шпинделі, мм	55
Кінець шпинделя фланцевого за ГОСТ 12593 - 72	6К

Центр у пінолі з конусом Морзе за ГОСТ 13214 - 79	5
Частота обертання шпинделя (Безступінчасте регулювання), об / хв	2240
Швидкість робочої подачі, мм / хв (мм / об): поздовжньої поперечної	2000 ( 2.8 ) 1000 ( 1.4 )
I діапазон II діапазон III діапазон	20 - 325 63 - 900 160 - 2240
Межі програмованих подач, мм / об: поздовжніх поперечних	0.01 - 20. 47 0.005 - 10.23
Кількість позицій автоматичної поворотної головки	6
Швидкісні ходи, мм / хв, не менше: поздовжніх поперечних	7500 5000
Дискретність переміщень, мм: поздовжніх поперечних	0.01 0.005
Межі кроків різьб, мм	0.01 – 40.95



Найбільший крутний момент на шпинделі, Н/м (кг/м)	1000 ( 100 )
Граничні діаметри свердління, мм: по чавуну по стали	28 25
Розмір верстата, мм, не більше	3250X1700X1700
Маса верстата, кг, не більше	3800

#### Характеристика системи ЧПУ

Таблиця 1.2

Тип УЧПУ	Електроніка НЦ-31
Кількість керованих координат	2
Максимальна кількість одночасно керованих координат	2
Роздільна здатність системи за координатами, мм: поздовжньої поперечної	0.01 0.005

Максимально програмоване переміщення	9999999
Тип датчиків зворотнього зв'язку і різьбонарізання	BE - 178
Ввід даних	З клавіатури або касети зовнішньої пам'яті
Джерело	Трьохфазне
Вид мережі	Змінний струм
Напруга, В	380
Частота, Гц	50
Потужність, ВА	1000
Стабільність напруги, %	– 15 ... + 10
Розмір блоку УЧПУ, що встановлюється поза верстата, мм, не більше: довжина ширина висота	600 440 1150
маса блоку УЧПУ, що встановлюється поза верстатом, кг, не більше:	150

## 1.2 Основні недоліки базової моделі верстата

Основні недоліками базової моделі верстата наступні: різьбонарізний датчик, що дає можливість нарізати тільки різьбу для кріплення; технологічні можливості не дозволяють одержувати деталі складного профілю за одну установку; застарілі датчики зворотнього зв'язку приводу поперечної і поздовжньої; застаріла СЧПУ; не великий діапазон частот обертання шпинделя; дуже складна конструкція коробки швидкостей.

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						13
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2. Патентно-інформаційний пошук

Документом, що дає підставу для проведення патентно-інформаційного пошуку, є завдання, яке видається керівником.

Завдання для проведення патентних досліджень виконали, виходячи з теми проекту: "Модернізація та розширення функціональних можливостей токарно-гвинторізного верстату". Напрямок пошуку основного рішення: виконання обробки деталей із ступінчастим і криволінійним профілем, а також нарізання різьби.

Пошук окремих елементів, це пристосування до токарних верстатів, які дозволяють обробляти деталі із складною поверхнею.

Даний аналіз та патентно-інформаційний пошук спрямовані на отримання сучасних нових технічних рішень для модернізації даного верстатного обладнання з науково - технічної літератури.

Знайдені винаходи по нашій темі проекту представлені в таблиці 2.1 та таблиці 2.2.

					МВ7126МП.МД0000.000 ПЗ	Арк
						14
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 - Регламент пошуку

Предмет пошуку	Ціль пошуку	Країна пошуку	Класифікаційні індекси	Ретроспектива пошуку	Найменування джерел інформації, за якими проводився пошук
Пристосування для обробки фасонних поверхонь	Розширення технологічних можливостей	СССР	B23	30 років	А.С. 310735, МКІ В23В 6/361. Пристосування для обробки фасонних поверхонь
Можливість обробки нежорстких валів	Можливість обробки нежорстких довгомірних валів малих діаметрів	СССР	B23	25 років	А.С. 411963, МКІ В23b 5/001. Пристрій для суміщеної обробки нежорстких валів
Можливість обробки ексцентричних поверхонь	Обробка ексцентричних поверхонь	СССР	B23	20 років	А.С. 396184, МКІ В23В 5/441. Пристосування для обробки ексцентричних поверхонь на токарних автоматах
Пристрій для обробки сферичних поверхонь.	Розширення технологічних можливостей	СССР	B23	25 років	АС.611721. В 23 В 5/401. Пристрій для обробки сферичних поверхонь.
Патрони токарські різні	Розширення технологічних можливостей	СССР	B23	25 років	АС № 1572759 А1 В 23 В 31/001. Самоцентруючий патрон для закріплення деталей ексцентричних.
Пристрій для кріплення патрона до шпинделя верстата	Розширення технологічних можливостей	СССР	B23	25 років	А.С. 1357147, МКІ В23В 25/061. Пристрій для кріплення до шпинделя верстата патрона.

Різні пристрої для обробки деталей складної форми	Розширення технологічних можливостей	СССР	B23	25 років	АС № 653029 В 23 В 3/25 Пристрій для обробки деталей складної форми
Можливість обробки внутрішніх фасонних поверхонь на токарних верстатах	Розширення технологічних можливостей	СССР	B23	25 років	А.С. 755437, МКІ В23b 5/361. Пристрій для обробки на токарних автоматах внутрішніх фасонних поверхонь

Таблиця 2.2 - Аналіз відомих застосованих технічних рішень

№ А.С. МКІ УДК	Найменування А.С., патенту	№ літ. дж.	Сутність технічного рішення, що використовується в розроблюваній конструкції	Результат
B23b 5/44	Пристосування для обробки ексцентричних поверхонь. АС 396184	АС	У корпусі, встановленому за допомогою простої перехідної втулки, у гнізді револьверної головки-автомата, та штирями зчепленому із шпинделем деталі, ексцентрично до шпинделя деталі, закріплена обойма з різцями, а співвісно їй, встановлена, за допомогою повідця, що кріпиться на перехідній втулці, сонячне колесо планетарного редуктора яке слугує для подачі різців, що відрізняються тим, що виконують регулювання ексцентриситету обойми з різцями.	Розширення технологічних можливостей верстата і збільшення часу переналадження при обробці ексцентричних поверхонь.
B23 В 31/00	Самоцентруючий патрон для закріплення ексцентричних деталей. №1572759	АС	Самоцентруючий патрон для закріплення деталей ексцентричних, який містить корпус із двома основними затискними кулачками, геометричні вісі, що розташовані в діаметральній площині патрона, і зміщені відносно	Розширення технологічних можливостей верстата, підвищення точності і надійності затиску.

			центру патрона. Додаткову опору, що слугує для підвищення продуктивності, шляхом підвищення жорсткості і надійності, закріплюють при швидкісній обробці.	
B23b 5/00	Пристрій, який використовується для сумісної обробки нежорстких валів	АС	Пристрій для спільної обробки не жорстких валів, що містить три кулькових обкатника, супорт з різцем, відмінний тим, що, з метою зниження інтенсивності відносних коливань інструменту і деталі, він забезпечений вбудованою саморегульованою опорою, що охоплює оброблювану поверхню і виконаний, наприклад, у вигляді набору пружних елементів з нелінійною характеристикою.	Розширення технологічних можливостей верстата, підвищення точності і надійності затиску.
B23B 5/36 75543 7	Пристрій для обробки внутрішніх фасонних поверхонь.	АС	Пристрій містить закріплений на супорті верстата корпус, у якому із можливістю осьового переміщення встановлено вал з різцем, кінематично пов'язаним з приводом кругової подачі, що взаємодіє з нерухомою частиною верстата.	Розширення технологічних можливостей верстата.
B23B 5/401	АС.6117210. Пристрій для обробки сферичних поверхонь..	АС	Формула винаходу. Пристрій для обробки сферичних поверхонь, що містить різцетримач з приводом його обертання, який відрізняється тим, що, із метою розширення технологічних можливостей, різцетримач виконаний з кільцеподібним лазом і встановлений на пов'язаній з приводним валом направляючій, в якій виконаний проріз для різців та отвори для їх шарнірного кріплення.	Розширення технологічних можливостей верстата.
				Арк
				17
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МВ7126МП.МД000.000 ПЗ

B23B 25/06	Пристрій, що дозволяє закріплювати патрон до шпинделя верстата. АС 1357147.	АС	Пристрій містить корпуси 1 і 2 Перший корпус кріпиться на шпинделі верстата, а в другий корпус установлюється у кулачковий патрон. Між двома корпусами розташовані ексцентрикові втулки та також кільце, у яке входять дві пари пальців, зв'язаних відповідно з корпусами 1 та 2, розташовані у взаємно перпендикулярних площинах.	Розширення технологічних можливостей верстата.
B23b 5/00 39618 3	Патрон для затиску колінчастих валів	АС	В корпусі є опорні базові поверхні та затискна губка, що поєднана із черв'ячно- гвинтовим приводом, а через важільний механізм, що в свою чергу відрізняється тим, що, із метою підвищення точності та надійності затиску, механізм виконаний у вигляді двох важелів, встановлених на осях в корпусі і з'єднаних між собою шарнірною опорою.	Розширення технологічних можливостей та підвищення продуктивності шляхом скорочення часу регулювання положення патрону.
B23B 3/251	АС № 6530291 В 23 В Пристрій для обробки деталей складної форми	АС	Пристрій для обробки складної форми деталей на токарному верстаті із супортом, що рухається в поперечному і поздовжньому напрямках. Щоб розширити технологічні можливості, ролик, взаємодіючий з обертовим копіром, що виконаний у формі усіченого конуса та установлений на тязі з можливістю перестановки уздовж осі обертового копіра.	Розширення технологічних можливостей і підвищення надійності
У заключенні проведеного патентно-інформаційного пошуку робимо висновки про застосування для верстата: пристрій для суміщеної обробки нежорстких валів, патрона для затиску колінчастих валів, пристрій для прорізання				
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата
MB7126MP.MD000.000 ПЗ				Арк 18



каналок, пристрій для обробки внутрішніх фасонних поверхонь та пристосування для обробки ексцентричних поверхонь на токарних автоматах, так як це відповідає нашому поставленому технічному завданню, для можливості обробки складних поверхонь і також розширює технічні та технологічні можливості верстата.

## 2.1 Аналіз аналогів

Цей верстат відноситься до токарної групи та призначений для обробки зовнішніх та внутрішніх поверхонь заготовок типу обертового тіла, ступінчастого або вигнутих тіл за одну або кілька операцій в замкнутому напівавтоматичному циклі. Верстати виготовляються на основі верстата 16K20, але відрізняються тим, що мають різні пристрої для числового керування в залежності від змін. Клас точності верстата П. Верстати мають звичайну компоновку для токарних верстатів.

Є також багато верстатів та модифікацій: 16KP20Ф31, 16K20Ф3, 6K20Ф3С1, 16K20Ф3С2, 16K20Ф3С5, 16K20Ф3С41, із оперативною системою управління, які відрізняється конструктивно, а саме тим, що у нього є шпиндельна бабка з ручною установкою швидкостей та можливістю автоматичної зміни величини в цілих 2 рази за програмою.

Зазначені верстати також відрізняються декількома технічними характеристиками.

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
						19
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3. Технологічна частина

#### 3.1 Аналіз характеристик оброблюваних деталей

Модернізований токарно-гвинторізний верстат 16K20T1, що є верстатом підвищеної точності та призначений для токарної обробки різних деталей типу тіл обертання зі ступінчастим та криволінійним профілем (втулки, диски, зубчасті колеса, кільця, котушки, та т.д.), зовнішньої поверхні, комбінованої із циліндричних, конічних та криволінійних поверхонь в поєднанні із зовнішнім і внутрішнім різьбленням, пазами, гранями, лисками, із додатковими отворами, розташованими ексцентрично до вісі обертання шпинделя. Керування верстатом здійснюється від програми, яка вводиться у керуючу систему із пульта оперативного управління або із пристрою зовнішньої пам'яті.

На верстаті можуть бути оброблені заготовки, отримані за допомогою прокату, штучні заготовки, штампування, лиття та інші.

Параметри заготовок повинні бути такими: найбільший рекомендований діаметр обробки дорівнює 220 мм; також рекомендована найбільша довжина заготовки не може перевищувати 905 мм. На рисунку. 2.1 представлена класифікація оброблюваних деталей із зазначеними граничними розмірами, які здатний обробити даний верстат.

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						20
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

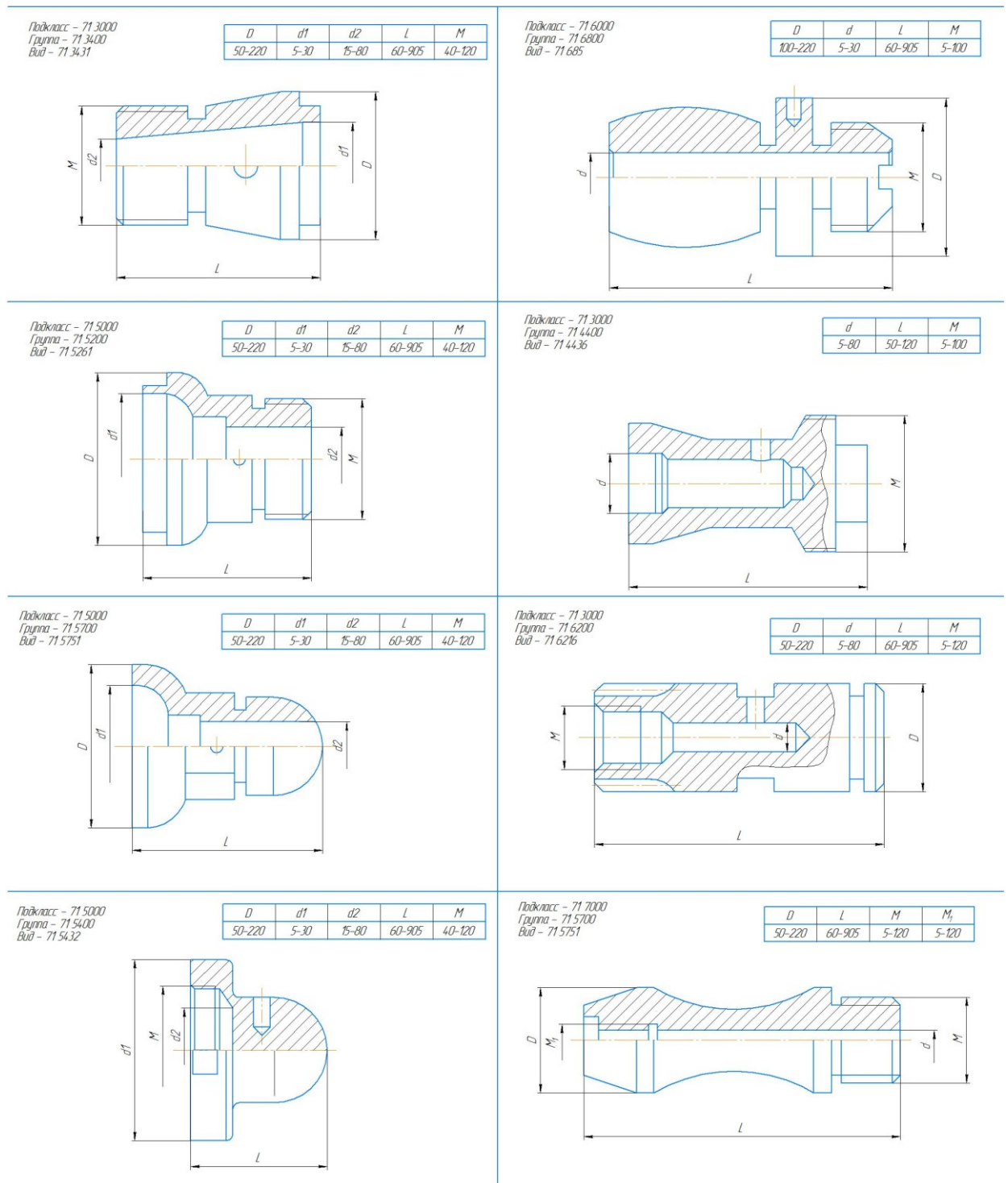


Рис.3.1 Класифікація оброблюваних деталей

Заготовки закріплюють в трикулачкові патрони, тому установчими базами слугують: торець деталі (що позбавляє 2 - х ступенів вільності) та циліндрична поверхня (що позбавляє 3 - х ступенів вільності), і також силове замикання (затиск кулачків), що позбавляє 1 - го ступеня вільності.

Рекомендовані режими різання для обробки різноманітних матеріалів наведені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Оброблюваний матеріал		Матеріал робочої частини ріжучого інструмента	Параметр шорсткості поверхні, мкм	Подача, мм/об	Швидкість різання, м/хв
Сталь	$\sigma_B < 650$ МПа	Т5К10, ВК4, Т15К6	2,5 – 1,25	0,10-0,35	125-150
	$\sigma_B = 650 – 800$ МПа				75-100
	$\sigma_B > 800$ МПа				70-95
Чавун	НВ 149 – 163	ВК6, ВК8	6,2 – 2,5		85-110
	НВ 156 – 229				65-85
	НВ 170 – 241				55-70
Алюмінієві сплави		ВК3, ВК4	1,25 – 0,63	0,07-0,16	140-280
Бронза та латунь				0,07-0,141	90-250
Титанові сплави		ВК4	2,5 – 1,251	0,121-0,30	651-851

Для обробки заготовок на даному верстаті застосовуються різноманітні види інструментів: різці (підрізні, прохідні, відрізні), свердла та зенкери, фрези. Матеріали ріжучої частини різні та залежать від оброблюваного матеріалу.

Марки твердого сплаву при різних видах обробки показані у таблиці 3.2. Тверді сплави в вигляді пластин з'єднують із державкою різця з допомогою пайки або різних спеціальних високотемпературних клеїв.

Закріплюють багатогранні твердосплавні пластини прихватами, гвинтами та клинами.

Таблиця 3.2

Види і характер обробки	Марка твердого сплаву при обробці								
	Вуглецевої і легованої сталі	Важкооброблюваних матеріалів	Корозійностійкої сталі	Загартованої сталі	Титану і його сплавів	Чавуна		Кольорових металів та їх сплавів	Неметалічних матеріалів
						B40	B00-00		
Получистове і чистове точіння	T15K6 14K8	K4 K8 K8B	K4 K8	5K10 K4 K8	K4	K4 K6 K8	K6M	BK3 BK3M BK4	
Відрізка і прорізка канавок	T15K6 T14K8 T5K10		K6M K4	K6M K4 K3M	K4 K8		K6M K3		
Нарізання різьби	30K4 T15K6	30K4 15K6 14K8	K6M K3M		K6M K4 K3M	K6M K4 K3M	K3 K3M K4	K6M K3 K3M	K3 K3M

Металорізальні інструменти отримують зношення по передній та задній поверхні. На розмірний знос впливають такі фактори: конструкція, геометрія і стан леза, матеріал ріжучої частини інструменту, режими обробки, жорсткість системи та багато інших різних чинників. В таблиці 3.3 вказані значення відносного зносу для різців при чистовому точінні.

Таблиця 3.3

Матеріал ріжучого інструменту	Сірий чавун	Легована сталь	Чавун, HB 375 - 400	Вуглецева сталь
T60K4	-	0,7 – 4	-	0,7 – 4
T30K4	-	4 – 6	-	3 – 4
T15K6	-	9 – 10	-	5 – 7
T5K10	-	12 – 13	-	8
BK9	-	65	-	-
BK8	13 – 14	17 – 25	-	-
BK6	14	-	-	-
BK4	-	25 – 30	-	-
BK3	6	9 – 10	16	-
BK2	4 – 26	-	12	-

### 3.2 Технологічні розрахунки

Технологічні розрахунки були виконані на основі процесу обробки деталі, що була взята з класифікації єдиної системи конструкторської документації.

Дана деталь являє собою вал з внутрішнім різьбленням, отвором, ексцентрично розташованим на фланці, а також ділянку фасонної поверхні (рис. 3.2).

Обробка даної деталі на верстаті розкриває можливості проектного токарного верстата. Щоб отримати готову деталь на верстаті проводиться точіння циліндричної і фасонної поверхонь, нарізання внутрішньої та зовнішньої різьби мітчиком, свердління отвору. Обробка проводиться на одному верстаті за два встановлення, яке підвищує точність готової деталі та скорочує час обробки.

Вихідною операцією є штампування, що здійснюється в закритому штампі на кривошипному гарячештамповочному пресі із зусиллям 6,3 - 100 МН.

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						24
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

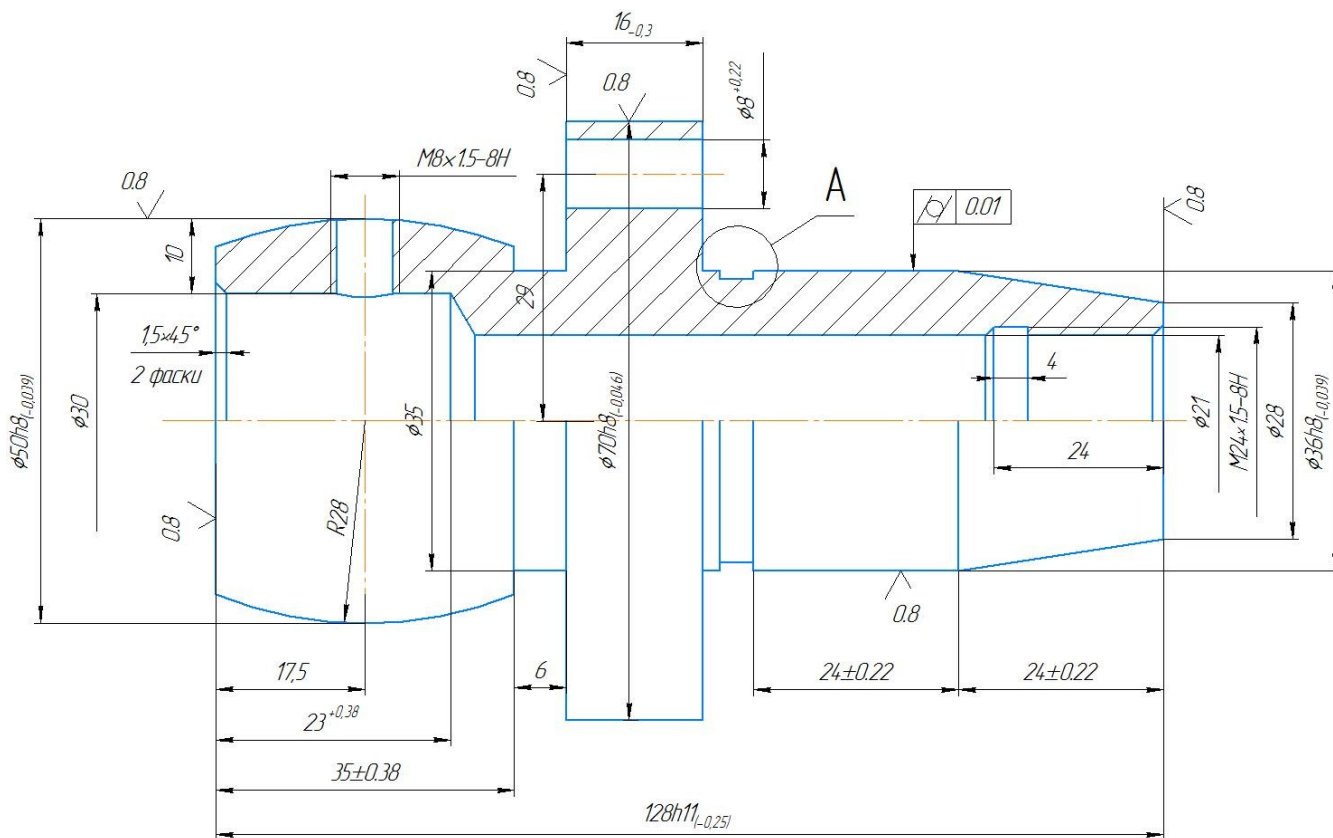


Рис. 3.2. Оброблювана деталь.

Припуски для отримання заготовок такого типу (50 - 125 мм у довжину) знаходяться у інтервалі від 0,5 мм до 3,0 мм (масою до 10 кг), поле допусків відповідно від 0,6 мм та до 4,2 мм.

### 3.2.1 Розрахунок припусків на обробку

Для прикладу розрахуємо припуск на один розмір ( $\varnothing 70$  мм), а на другі розміри призначимо припуски за ЄСКД.

Мінімальний припуск на обробку такого діаметру обчислюємо за формулою:

$$2 \cdot z_{\text{чорн. min}} = 2 \cdot \left( R_{z_{\text{пок.}}} + h_{\text{пок.}} + \sqrt{\Delta^2_{\text{пок.}} + \varepsilon^2_{\text{чорн.}}} \right), \text{ де}$$

$R_{z_{\text{пок.}}}$  - висота нерівностей профілю на попередньому переході (на штампуванні);

$h_{\text{пок.}}$  - глибина дефектного поверхневого шару на попередньому переході (на штампуванні);

$\Delta_{\text{пок.}}$  - сумарні відхилення розташування поверхні та в деяких випадках відхилення форми поверхні штампування;

$\varepsilon_{\text{чорн.}}$  - похибка установки заготовки на чорновому переході.

$Rz_{\text{пок.}}=160$  мкм;  $h_{\text{пок.}}=200$  мкм за ЄСКД.

$\varepsilon_{\text{чорн.}}=200$  мкм (0,2 мм) - похибка установки при чорновій операції;

$\Delta_{\text{пок.}}$  розраховуємо за формулою:  $\Delta_{\text{пок.}} = \sqrt{\Delta_{\Sigma_k}^2 + \Delta_{\text{ц}}^2}$ , де

$\Delta_{\Sigma_k}$  - загальне відхилення вісі від прямолінійності, яке розраховують за формулою:  $\Delta_{\Sigma_k} = 1 \cdot \frac{\Delta_k}{\Delta_k^2 + 0.25}$ , де  $\Delta_k$  - відхилення осі деталі від прямолінійності, мкм на 1 мм (кривизна);

$\Delta_k=0,75$  мкм за ЄСКД;  $l=48$  мм – довжина поверхні із  $\varnothing 70$  мм;

$$\Delta_{\Sigma_k} = 20 \cdot \frac{0,75}{0,75^2 + 0,25} = 18,45 \text{ (мкм)}$$

$\Delta_{\text{ц}}$  - зміщення вісі заготовки в результаті похибки центрування;

$\Delta_{\text{ц}} = 0,25 \cdot \sqrt{Td + 1}$ , де  $Td$  - допуск на діаметральний розмір бази заготовки;

$$Td = 2,5 \text{ мм, тоді } \Delta_{\text{ц}} = 0,25 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1} = 0,67 \text{ (мм)} = 670 \text{ (мкм)};$$

Сумарне відхилення:  $\Delta_{\text{пок.}} = \sqrt{18,45^2 + 670^2} = 710 \text{ (мкм)} = 0,71 \text{ (мм)}$

Мінімальний припуск на обробку:

$$2 \cdot z_{\text{чорн. min}} = 2 \cdot \left( 0,16 + 0,20 + \sqrt{0,71^2 + 0,20^2} \right) = 2,2 \text{ (мм)};$$

Розрахуємо мінімальний припуск на чистову операцію по формулі:

$$2 \cdot z_{\text{чист. min}} = 2 \cdot \left( Rz_{\text{чорн.}} + h_{\text{чорн.}} + \sqrt{\Delta_{\text{ост}}^2 + \varepsilon_{\text{чист.}}^2} \right), \text{ де}$$

$Rz_{\text{чорн.}}$  - висота нерівностей профілю після чорнової операції;

$h_{\text{пок.}}$  - глибина дефектного поверхневого шару після чорнової операції;

$\varepsilon_{\text{чист.}}$  - похибка установки заготовки на чистовому переході;

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		26



$\Delta_{\text{ост.}}$  - залишкове відхилення розташування вже після чорнової обробки, що розраховується за формулою:  $\Delta_{\text{ост.}} = W \cdot C_y \cdot S^y \cdot HB^n \cdot [t^x - (t - \Delta_{\text{пр}})]$ , де

$W$  – податливість технологічної системи:  $W = W_{\text{ст.}} + W_{\text{заг.}}$

$W_{\text{ст.}}$  – податливість верстата:  $W_{\text{ст.}} = \frac{1}{30} = 0,033$  (мкм/Н)

$W_{\text{заг.}}$  – податливість заготовки вала:  $W_{\text{заг.}} = 0,005$  (мкм/Н)

Тоді отримаємо:  $W = 0,033 + 0,005 = 0,038$  (мкм/Н)

$C_y, y, n, x$  – коефіцієнти, які характеризують умови різання.;

$C_y = 0,00027$ .;  $y = 0,75$ .;  $n = 2$ ;  $x = 0,9$

$S$  – подача при чорновому переході:  $S = 2$  мм/об;

$HRC = 65$  – твердість матеріалу заготовки;

$\Delta_{\text{пр}}$  - вихідне відхилення заготовки:  $\Delta_{\text{пр}} = 0,71$  (мм)

$t$  – глибина різання на чорновому переході;

Прийняв припуск за діаметром на чорнову обробку 2,2мм, отримуємо глибину різання  $t = 1,1$  мм, отже:

$$\Delta_{\text{ост.}} = 0,038 \cdot 0,00027 \cdot 2^{0,75} \cdot 1200^2 \cdot [1,1^{0,9} - (1,1 - 0,71)] = 164 \text{ (мкм)};$$

Тоді припуск на чистову операцію:

$$2 \cdot z_{\text{чист. min}} = 2 \cdot \left( 50 + 50 + \sqrt{164^2 + 80^2} \right) = 598 \text{ (мкм)} = 0,6 \text{ (мм)};$$

Загальний припуск на обробку:  $2 \cdot z_{\text{o. min}} = 2,2 + 0,6 = 2,8$  (мм);

Розрахуємо максимальний припуск на кожен перехід по формулі:

$z_{i. \text{max}} = z_{i. \text{min}} + TD_{i-1} + TD_i$ ; де  $TD_{i-1}$  – допуск на попередній перехід,

а  $TD_i$  - допуск на даний перехід.

$TD_{\text{заг.}} = 620$  мкм;  $TD_{\text{чорн.}} = 160$  мкм;  $TD_{\text{чист.}} = 25$  мкм. Тоді:

$$z_{\text{чорн. max}} = 2,2 + 0,62 + 0,16 = 2,98 \text{ (мм)};$$

$$z_{\text{чист. max}} = 0,60 + 0,16 + 0,025 = 0,785 \text{ (мм)};$$

					МВ7126МП.МД0000.000 ПЗ	Арк
						27
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.3.2 Розрахунок режимів різання

Вихідні дані для розрахунку: матеріалом заготовки обираємо високоміцну сталь 43ХЗСНМВФА із тимчасовим опором  $\sigma_s = 2000$  МПа; креслення деталі; креслення заготовки;

Операція 005 – токарна

#### 1) Свердління отвору $\varnothing 21$ мм

Подачу  $S$  позначаємо:  $S = 0,15$  мм/об.

Швидкість різання розраховується по емпіричній формулі:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v, \text{ де}$$

Стійкість свердла:  $T = 30$  хв;

$$C_v = 7,0; m = 0,20; y = 0,7; q = 0,4; \quad k_v = 0,78;$$

$$\text{Швидкість різання: } V = \frac{7 \cdot 12^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,15^{0,7}} \cdot 0,78 = 38,46 \text{ (м/хв);}$$

$$\text{тоді частота обертання шпинделя: } n = \frac{1000 \cdot 38,46}{3,14 \cdot 12} = 1012 \text{ хв}^{-1}.$$

#### 2) Прорізання внутрішньої канавки с $\varnothing 21$ мм до $\varnothing 24$ мм

Подача:  $S = 0,16$  мм/об, глибина різання дорівнює  $t = 1,5$  мм

$$\text{Швидкість різання: } V = \frac{C_v}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v, \text{ де}$$

$$C_v = 420; m = 0,2; x = 0,15; y = 0,2;$$

$$T = 30 \text{ хв}; k_v = 0,78;$$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 208,3 \text{ (м/хв)}$$

$$\text{Тоді частота обертання шпинделя: } n = \frac{1000 \cdot 208,3}{3,14 \cdot 32} = 2073 \text{ хв}^{-1}$$

#### 3) Нарізання різьби М24х1,5

Подача  $S$  дорівнює кроку  $P$ :  $S = P = 1,5$  мм/об;

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
						28
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Число робочих ходів різця:  $i = i_{\text{чорн.}} + i_{\text{чист.}}$ , де  $i_{\text{чорн.}}$  – число чорнових ходів,  $i_{\text{чист.}}$  – число чистових ходів.

$$i_{\text{чорн.}} = 3; \quad i_{\text{чист.}} = 2; \quad i = i_{\text{чорн.}} + i_{\text{чист.}} = 3 + 2 = 5;$$

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою:  $V = \frac{C_v \cdot i^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v$ ,

$k_v = k_{mv} \cdot k_{iv} \cdot k_{cv}$ , де  $k_{cv}$  - коефіцієнт, враховуючий спосіб нарізання різьби:

$$k_{cv} = 0,75; \quad k_{mv} = 0,68; \quad k_{iv} = 1;$$

$$k_v = 0,68 \cdot 1 \cdot 0,75 = 0,51,$$

$$C_v = 244; \quad m = 0,2; \quad y = 0,3; \quad x = 0,23;$$

Швидкість різання: 
$$V = \frac{244 \cdot 5^{0,23}}{70^{0,2} \cdot 1,5^{0,3}} \cdot 0,51 = 68,21 \text{ (м/хв)};$$

Тоді частота обертання шпинделя: 
$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 68,21}{3,14 \cdot 32} = 678,8 \text{ хв}^{-1}.$$

#### 4) Точіння фаски 2×45°

Фаску будемо точити на тих самих обертах,  $n = 2550 \text{ хв}^{-1}$ , тоді швидкість різання дорівнює:

$$V = \frac{\pi \cdot 32 \cdot 2550}{1000} = 254,9 \text{ м/хв}.$$

#### 5) Точіння різця від $d = 22 \text{ мм}$ до $D = 24 \text{ мм}$

Призначаємо глибину різання згідно з умов точності розмірів, шорсткості поверхні та припуску:  $t = 0,5 \text{ мм}$ ;

Подача:  $S = 0,2 \text{ мм/об}$ ;

Швидкість різання розраховуємо по емпіричній формулі:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v \cdot k_{ov}, \text{ де}$$

$C_v$  - коефіцієнт, який залежить від виду обробки;

$T$  – це стійкість інструмента:  $T = 30 \text{ хв}$ ;

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		29

$m$ ,  $x$ ,  $y$  – показники ступенів за стійкості, глибини різання та подачі відповідно;

$k_v$  - поправочний коефіцієнт, що дорівнює  $k_v = k_{mv} \cdot k_{pv} \cdot k_{iv}$ , де

$k_{mv}$  - коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу:

$$k_{mv} = k_r \cdot \left( \frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_v} \text{ - для сталей;}$$

$k_r$  - коефіцієнт, що характеризує групу сталей:  $k_r = 0,9$

$n_v$  – показник ступеня:  $n_v = 1,0$

$$\text{Тоді } k_{mv} = 0,9 \cdot \left( \frac{750}{1030} \right)^1 = 0,68;$$

$k_{pv}$  - коефіцієнт, що відображає поверхневий стан заготовки:  $k_{pv} = 1,0$

$k_{iv}$  - коефіцієнт, який враховує якість матеріалу інструмента:  $k_{iv} = 1,15$

Підставивши ці значення отримаємо:  $k_v = 0,68 \cdot 1,15 \cdot 1,0 = 0,78$ ;

$$C_v = 420, m = 0,2, x = 0,15, y = 0,2;$$

$k_{ov}$  - поправочний коефіцієнт, який залежить від різниці діаметрів при торцевому точінні:  $\frac{d}{D} = \frac{17,6}{32} = 0,55 \Rightarrow k_{ov} = 1,08$

$$\text{Розраховуємо швидкість різання: } V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,25^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,78 \cdot 1,08 = 252,9 \text{ м/хв};$$

$$\text{Тоді частота обертання шпинделя: } n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 252,9}{3,14 \cdot 30,5} = 2550 \text{ хв}^{-1}.$$

#### 6) Точіння конусу з $\varnothing 28$ до $\varnothing 38$ мм:

Призначаємо глибину різання виходячи із умов точності розмірів та шорсткості поверхні:  $t = 0,5$  мм

Для чистового точіння зовнішніх поверхонь подача  $S = 0,16$  мм/об.

Отже, швидкість різання розраховується за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v,$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						30
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_v = 0,68 \cdot 1,15 \cdot 1,0 = 0,78$$

Розраховуємо швидкість різання:  $V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,3^{0,15} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 250 \text{ м/хв},$

Тоді частота обертання шпинделя:  $n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 250}{3,14 \cdot 32} = 2512 \text{ хв}^{-1}$

#### 7) Точіння Ø38 мм

Призначаємо глибину різання виходячи із умов точності розмірів та шорсткості поверхні:  $t = 0,5 \text{ мм}.$

Подача:  $S = 0,15 \text{ мм/об}.$

Швидкість різання розраховуємо за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v,$$

$$k_v = 0,68 \cdot 1,15 \cdot 1,0 = 0,78$$

Розрахуємо швидкість різання:  $V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,3^{0,15} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 250 \text{ м/хв},$

Тоді частота обертів шпинделя:  $n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 250}{3,14 \cdot 32} = 2512 \text{ хв}^{-1}.$

#### 8) Точіння торця з $d = 36 \text{ мм}$ до $D = 70 \text{ мм}$

Призначимо глибину різання і подачу:  $t = 0,5 \text{ мм}, S = 0,25 \text{ мм/об};$

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v \cdot k_{ov}, \text{ де}$$

$k_{ov}$  - поправочний коефіцієнт, який залежить від різниці діаметрів при торцевому точінні:  $\frac{d}{D} = \frac{32}{42} = 0,76 \Rightarrow k_{ov} = 1,15$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,25^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,78 \cdot 1,15 = 269,9 \text{ м/хв},$$

Тоді частота обертання шпинделя:  $n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 269,9}{3,14 \cdot 42} = 2045 \text{ хв}^{-1}.$

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
						31
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

9) Точіння  $\varnothing 70$  мм

Призначаємо глибину різання та подачу:  $t = 0,3$  мм,  $S = 0,2$  мм/об

Розрахуємо швидкість різання:  $V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,3^{0,15} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 250$  м/хв,

Тоді частота обертання шпинделя:  $n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 250}{3,14 \cdot 42} = 1896$  хв<sup>-1</sup>.

Розрахуємо основний операційний час  $T_o$ :

Довжина різання дорівнює 16 мм.

$$T_o = \frac{20 \cdot 1}{1900 \cdot 0,16} = 0,19 \text{ (хв)}.$$

10) Точіння торця із  $d = 40$  мм та до  $D = 74$  мм

Призначаємо глибину різання та подачу:  $t = 0,3$  мм,  $S = 0,25$  мм/об

Швидкість різання розраховуємо за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v \cdot k_{ov}, \text{ де}$$

$k_{ov}$  - поправочний коефіцієнт, який залежить від різниці діаметрів при торцевому точінні:  $\frac{d}{D} = \frac{32}{42} = 0,76 \Rightarrow k_{ov} = 1,15$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,25^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,78 \cdot 1,15 = 269,9 \text{ м/хв},$$

Тоді частота обертання шпинделя:  $n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 269,9}{3,14 \cdot 42} = 2045$  хв<sup>-1</sup>.

11) Точіння сферичної поверхні

Призначаємо глибину різання та подачу:  $t = 0,5$  мм,  $S = 0,2$  мм/об;

Розрахується швидкість різання:  $V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,35^{0,15} \cdot 0,14^{0,2}} \cdot 0,78 = 252,3$  м/хв,

Тоді частота обертання шпинделя:  $n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 252,3}{3,14 \cdot 60} = 1359$  хв<sup>-1</sup>

### 12) Точіння Ø35 мм

Призначаємо глибину різання та подачу:  $t = 0,5$  мм,  $S = 0,2$  мм/об;

Розраховуємо швидкість різання:  $V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,35^{0,15} \cdot 0,14^{0,2}} \cdot 0,78 = 252,3$  м/хв,

Тоді частота обертання шпинделя:  $n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 252,3}{3,14 \cdot 60} = 1359$  хв<sup>-1</sup>.

### 13) Точіння торця із $d = 36$ мм та до $D = 70$ мм

Призначаємо глибину різання та подачу:  $t = 0,5$  мм,  $S = 0,25$  мм/об;

Швидкість різання розраховуємо за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v \cdot k_{ov}, \text{ де}$$

$k_{ov}$  - поправочний коефіцієнт, який залежить від різниці діаметрів за торцевим точінням:  $\frac{d}{D} = \frac{32}{42} = 0,76 \Rightarrow k_{ov} = 1,15$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,25^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,78 \cdot 1,15 = 269,9 \text{ м/хв,}$$

### 14) Прорізання зовнішньої канавки

Подачу позначимо  $S = 0,16$  мм/об;  $t=4$ ;

Швидкість різання дорівнює:  $V = \frac{C_v}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v$ , де

$$C_v = 420; m=0,2; x=0,15; y=0,2;$$

$$T = 30 \text{ хв; } k_v = 0,78;$$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 208,3 \text{ (м/хв)}$$

Тоді частота обертання шпинделя:  $n = \frac{1000 \cdot 208,3}{3,14 \cdot 32} = 2073$  хв<sup>-1</sup>.

### 15) Прорізання зовнішньої канавки

Подачу позначимо  $S=0,16$ ;  $t=1.5$ ;

Швидкість різання дорівнює:

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						33
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v, \text{ де}$$

$$C_v = 420; m=0,2; x=0,15; y=0,2;$$

$$T = 30 \text{ хв}; k_v = 0,78;$$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 0,16^{0,2}} \cdot 0,78 = 208,3 \text{ (м/хв)}$$

$$\text{Тоді частота обертання шпинделя: } n = \frac{1000 \cdot 208,3}{3,14 \cdot 32} = 2073 \text{ хв}^{-1}.$$

#### 16) Свердління отвору Ø8 мм

Подачу S позначимо:  $S = 0,10 \text{ мм/об.}$

Швидкість різання розраховуємо за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v, \text{ де}$$

Стійкість свердла:  $T = 30 \text{ хв};$

$$C_v = 7,0; m = 0,20; y = 0,7; q = 0,4; k_v = 0,78;$$

$$\text{Швидкість різання: } V = \frac{7 \cdot 8^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,15^{0,7}} \cdot 0,78 = 38,46 \text{ (м/хв);}$$

$$\text{Тоді частота обертання шпинделя: } n = \frac{1000 \cdot 38,46}{3,14 \cdot 12} = 1012 \text{ хв}^{-1}.$$

#### 17) Свердління отвору Ø30 мм

Подачу S позначимо:  $S = 0,10 \text{ мм/об.}$

Швидкість різання розраховуємо за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v, \text{ де}$$

Стійкість свердла:  $T = 30 \text{ хв};$

$$C_v = 7,0; m = 0,20; y = 0,7; q = 0,4; k_v = 0,78;$$

$$\text{Швидкість різання: } V = \frac{7 \cdot 30^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,15^{0,7}} \cdot 0,78 = 26,5 \text{ (м/хв);}$$

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
						34
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



Тоді частота обертання шпинделя:  $n = \frac{1000 \cdot 26,5}{3,14 \cdot 12} = 945 \text{ хв}^{-1}$ .

#### 18) Свердління отвору Ø7 мм

Подачу S для свердління позначимо:  $S = 0,10 \text{ мм/об}$ .

Швидкість різання розраховуємо за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v, \text{ де}$$

Стійкість свердла:  $T = 30 \text{ хв}$ ;

$$C_v = 7,0; m = 0,20; y = 0,7; q = 0,4; k_v = 0,78;$$

$$\text{Швидкість різання: } V = \frac{7 \cdot 12^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,15^{0,7}} \cdot 0,78 = 38,46 \text{ (м/хв)};$$

$$\text{Тоді частота обертання шпинделя: } n = \frac{1000 \cdot 38,46}{3,14 \cdot 12} = 1012 \text{ хв}^{-1}.$$

#### 19) Нарізання різьби М8×1,5

Значення подачі S дорівнює значенню кроку P:  $S = P = 1,5 \text{ мм/об}$ ;

Також число робочих ходів різця:  $i = i_{\text{чорн.}} + i_{\text{чист.}}$ , где  $i_{\text{чорн.}}$  – число чорнових ходів, а  $i_{\text{чист.}}$  – число чистових ходів.

$$i_{\text{чорн.}} = 3; i_{\text{чист.}} = 2;$$

$$i = i_{\text{чорн.}} + i_{\text{чист.}} = 3 + 2 = 5;$$

Отже, швидкість різання розрахуємо за формулою:  $V = \frac{C_v \cdot i^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v$ ,

$k_v = k_{mv} \cdot k_{iv} \cdot k_{cv}$ , де  $k_{cv}$  - коефіцієнт, що враховує спосіб нарізування різьблення:  $k_{cv} = 0,75$ ;  $k_{mv} = 0,68$ ;  $k_{iv} = 1$ ;

$$k_v = 0,68 \cdot 1 \cdot 0,75 = 0,51,$$

$$C_v = 244; m = 0,2; y = 0,3; x = 0,23;$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{244 \cdot 5^{0,23}}{70^{0,2} \cdot 1,5^{0,3}} \cdot 0,51 = 68,21 \text{ (м/хв)};$$

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
						35
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{Тоді частота обертання шпинделя: } n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 68,21}{3,14 \cdot 32} = 678,8 \text{ хв}^{-1}.$$

## 4. Конструкторська частина

### 4.1 Опис конструкції основних вузлів верстата

#### 4.1.1 Механізм головного руху

Відображений на листі МВ-7126мп.МД310.100 СК.

На верстаті встановлена шпиндельна бабка, яка забезпечує два діапазони швидкостей обертання. І діапазон включає в себе частоти обертання-20 ... 315 хв<sup>-1</sup>, а II діапазон-160..2500 хв<sup>-1</sup>. У межах діапазону зміна чисел оборотів є безступінчаста.

Щодо електродвигуна головного руху, що забезпечує обертання шпинделя, був обраний асинхронний частотно-регульований електродвигун із коротко-замкненим ротором фірми Siemens потужністю 12 кВт.

Передача обертання здійснюється від електродвигуна на вал шпиндельної бабки полікліновим пасом 2240Л20.

Змащення шпиндельної бабки здійснюється від станції мастила, змонтованої на основі верстата.

#### 4.1.2 Патрон з електромеханічним приводом

Відображений на листі МВ-7126мп.МД310.200 СК.

Передня опора шпинделя (поз. 26) представляє собою дворядний радіально-упорний роликпідшипник з конічними роликами, в той час, як задня опора (поз. 25) є однорядний радіально-упорний роликпідшипник із конічними роликами.

Затиск та розтиск заготовки проводиться від електромеханічного приводу, який передає обертання через тягу (поз. 4) і на зубчасте колесо (поз5), в свою чергу поворот якого призводить до зміщення косозубої рейки (поз. 6), яка знаходиться у

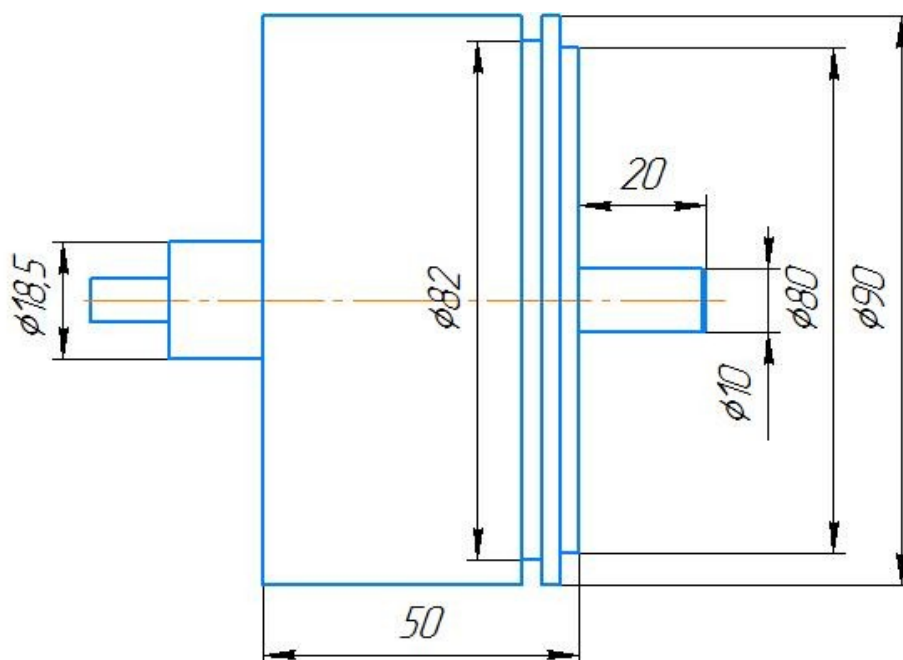
					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						36
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

зачепленні з кулачками патрона (поз. 7). Отже, залежно від напрямку обертання приводу, кулачки переміщуються до низу (затиск заготовки) чи вгору (розтиск заготовки).

В задній частині шпинделя закріплена шестерня (поз. 14), яка обертається і передає на оптико-електричний датчик кругових переміщень ЛПР - 190А, яка слугує для узгодження обертання шпинделя та переміщення різця при нарізанні різьб. Він здійснює перетворення вимірюваного переміщення у послідовність електричних сигналів, які містять інформацію про величину та напрям даних переміщень для обробки в системах ЧПУ.

Даний датчик з основними характеристиками та розмірами показаний на рисунку 4.1:

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						37
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



Клас точності	4(±7.5°)
Макс. швидкість обертання вала	4000 об/хв
Момент торкання ротора	0.01 Нм
Момент інерції ротора	$2.0 \cdot 10^{-5} \text{ кгм}^2$
Допустиме навантаження на вал (радіальне і осьове)	10Н
Маса (без кабелю)	0.7 кг
Інтервал робочих температур	0...70
Вібраційні прискорення у діапазоні частот 55...2000Гц	$\leq 100 \text{ м/с}^2$
Максимальне ударне прискоріння при 10 мс	$\leq 1300 \text{ м/с}^2$
Рекомендована муфта	ЛІР-803

Рис. 4.1. Датчик кругових переміщень ЛІР – 190А

### 4.1.3 Основа верстата

Основа верстата являє собою жорстку відливку, на котрій встановлюються: електродвигун головного руху, станина, станції мастила направляючих каретки,

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		38

насос подачі шпіндельної бабки. Середня частина основи служить зборкою для стружки, відсік в нижній правій частині основи - резервуаром.

#### 4.1.4 Станина верстата

Станина верстата має коробчасту форму з поперечними ребрами П - образного профілю та загартовані шліфовані напрямні. На станині встановлюються: шпіндельна бабка, привід поздовжньої подачі, каретка та задня бабка. На станині, для базування каретки, передня напрямна має форму нерівнобічної призми, а задня напрямна - плоску форму. Задня бабка базується на станині за малої задньої призматичної направляючої та по площині - на передній напрямній.

#### 4.1.5 Приводи поздовжнього і поперечного переміщень

Відображені на листах МВ-7126мп.МД310.510 СК і МВ-7126мп.МД310.520 СК

Переміщення супорта забезпечують приводи поздовжніх та поперечних подач, які складаються з високомоментного двигуна моделі ПБВ132М (поз. 1), муфти сильфоного типу (поз. 2) і гвинтової пари кочення. Профіль гайки є ідентичним профілю різьби гвинта. У канавках гвинта і гайки розташовані кульки, що обертаються та переміщаються уздовж каналу. ШВП має високу та достатню жорсткість, а також володіє малим тертям, відсутністю зазорів та можливістю створення попереднього натягу ШВП.

#### 4.1.6 Револьверна головка

Вона представлена на двох листах.

На листі МВ-7126мп.МД310.610 СК показано механізм обертання осьового інструмента.

Приводиться в дію тільки інструмент, який знаходиться у робочій позиції. Привід працює від трифазного асинхронного двигуна серії 1PH7103 - F-0 фірми «SIEMENS» номінальною потужністю 4 кВт через передачу зубчастим ременем, карданну передачу та шестерний привід на провідну шестерню та звідти на інструмент.

За включенні револьверної головки привід має бути відключений. Він включається гідравлічно, тобто шляхом переміщення зубчастого колеса(поз. 17)

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						39
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

на шліци вала інструментів (поз18). Контроль здійснюється безконтактним вимикачем.

На кресленні МВ-7126мп.МД310.620 СК показано механізм повороту револьверної головки.

Здійснення повороту різцетримача працює по команді програми управління верстата.

Інструментальний супорт гідравлічно деблокується перед поворотом.

Гідравлічний кроковий двигун вже через карданну та зубчасту передачі встановлює інструментальний диск у потрібне положення.

Правильний вибір позиції контролює кодуючий пристрій. Безконтактний вимикач сигналізує про те, що закінчено поворот на певний кут. Поворот револьверної головки на заданий кут у торцевих зубах (поз. 9) та (поз. 10) здійснюється гідравлічно.

#### 4.2. Конструкція датчиків лінійних переміщень ЛІР-8

В конструкцію датчика входить скляна лінійка з штриховою шкалою, дискретністю 20 мкм. Шкала виконана в вигляді світлонепроникних штрихів та прозорих міжштрихових прогалин однакової ширини. До загального комплекту головки, що зчитує, входять: джерело світла, конденсатор, що випрямляє світло в паралельному напрямку, а також повзунок із скануючим растром та кремнієвими фотоелементами.

Технічні характеристики ЛІР-8.

Довжина виміру	до 320 мм
Габарити поперечного перерізу	48x20 мм
Точність	±3 мкм/м

На основі даної системи вимірювання лінійних розмірів робить фотоелектричний принцип по зчитуванню штрихів шкали лінійки (рис. 4.2).

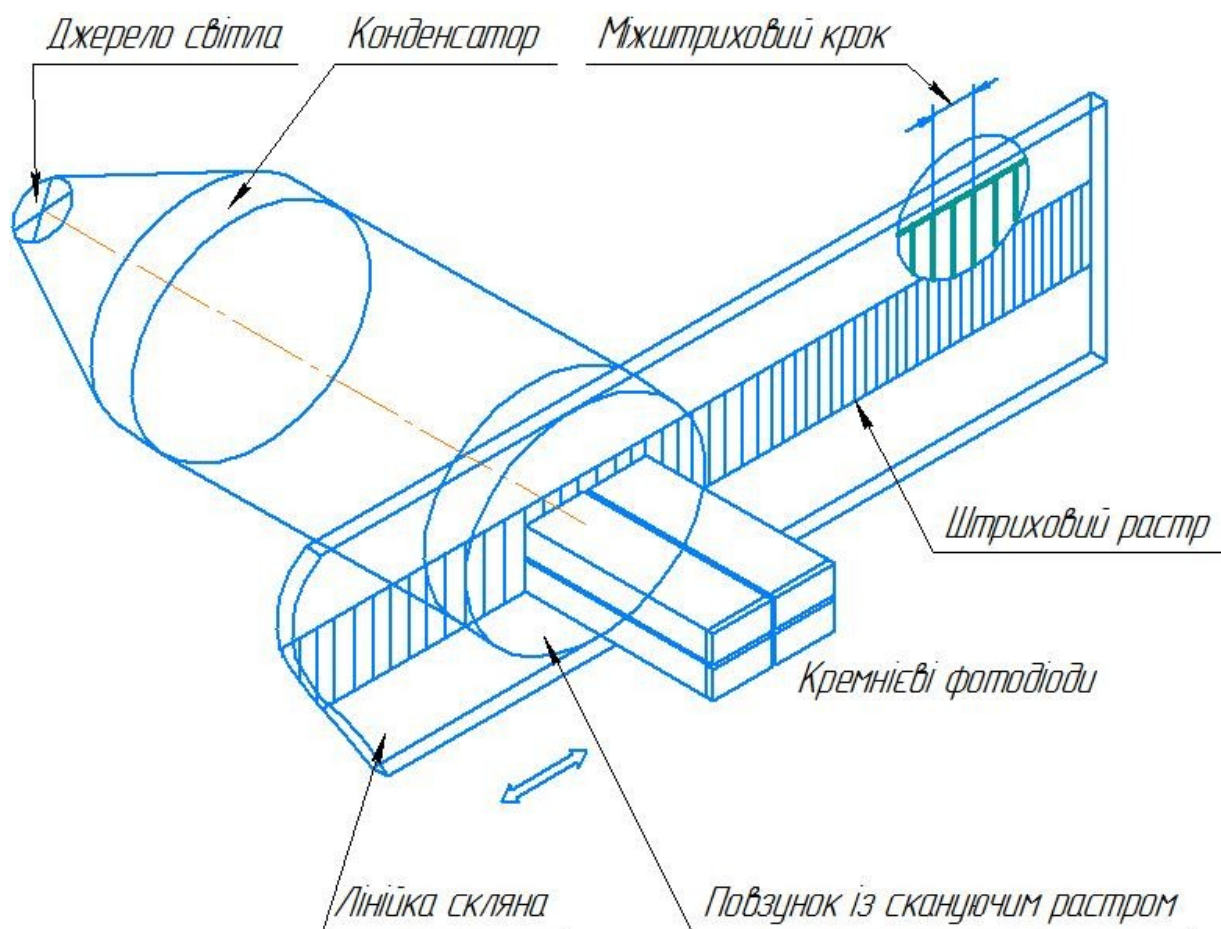


Рис.4.2. Конструкція оптичної лінійки

Коли лінійка рухається відносно голови читача, промінь входить в отвір растрової лінійки і посилюється оптичною системою, а потім захоплюється фотодіодом, де світловий потік перетворюється в електричний сигнал. Отвори в растрових лініях для кожної пари фотодіодів компенсуються на один період так, що по мірі переміщення ліній відносно один одного електричний вихідний сигнал виходить з фази на відповідну величину. Синхронні вихідні сигнали окремих електронних блоків інтерполюються і оцифровуються до відправлення в систему ЧПУ.

### 4.3 Опис пристрою ЧПУ NC-200.

#### Загальні відомості

УЧПУ NC-200 призначений для комплектування металообробного устаткування фрезерно-свердлильно-розточної та токарно-карусельно-револьверної груп. Пристрій ЧПУ це малогабаритний, моноблочний пристрій, у якому поєднані у єдине ціле: пульт оператора, блок управління та верстатний пульт. Пристрій має призначення для керування верстатами із кількістю осей не більше 4-х та дискретними входами / виходами не більше 64/48. Принцип компактності уможливив отримання у пристрої високої надійності та низької ціни.

Програмне забезпечення уможливлює використовувати безліч постійних циклів, які дозволяють ефективно вирішувати завдання програмування типових рухів, заощаджуючи при цьому час на розрахунки десятків кадрів та обсяг пам'яті.

УЧПУ характерно наступними деякими особливими функціями:

- Управління прискоренням / уповільненням - Для поліпшення динамічних характеристик системи управління - На додаток до існуючого лінійного закону, VERSTAT представив експоненційний закон, такий як прискорення / уповільнення S.
- Швидкий захищений район - залежно від місії в межах масової оборонної зони, ви можете визначити частину простору, для якого рух заборонено.
- Контрольні зони для кожної осі - Ви можете використовувати завдання в зоні керування для визначення логіки конкретної позиції (позиції) осі.
- Корекція корекції - Компенсація Компенсація функція виконується для всіх осей інтерполяції, і ця функція виконується одночасно для всіх осей.
- Функція дистанційного керування, вісь проходження - ці параметри призначені для керування осі руху. Висновок помилки кругового

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						42
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



контур здійснюється в режимі осцилографа у реальному часі за виконанні кадру кругової інтерполяції;

- Компенсація тертя - При переміщенні від квадранта до квадранту вздовж кругового контуру осі є точка зміни в напрямку руху. У цьому відношенні швидкість руху осі дорівнює нулю. Помилка збільшиться в цей момент. Правильний вибір статичної сили тертя зменшує цю похибку і підвищує точність кругового контуру. При виконанні кругового кадру інтерполяції параметр компенсації тертя вибирається за допомогою осцилографа помилки контуру дуги. Це робиться в режимі осцилографа.
- Сплайн-інтерполяція - сплайн-інтерполяція використовується для підключення даної серії окремих точок до гладкого безперервного контуру, виконуваного С-сплайном. Сплайн забезпечує гладкий контур, який проходить точно через всі точки сплайна і має функцію налаштування безперервної кривизни і стану на цьому краю.

#### Технічні характеристики УЧПУ

керованих координат (зі шпинделем) -	5
каналів датчика переміщень -	4
вихідних аналогових каналів ЦАП -	5
каналів електронного штурвала -	2
каналів датчика торкання -	2
дискретних каналів входу / виходу -	32/24; 64/48
Ємність пам'яті:	
- ОЗУ (DRAM) -	4-81 Мб
- ЗУ (Flash Disk) -	2-81 Мб
Інтерфейс FDD -	3,5 ; 1,441 Мб
Послідовний канал зв'язку -	RS-2321
відеомонітор:	
- дисплей -	TFT 10.41
- роздільна здатність -	640x480

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		43

- кольоровість -	256 кольорів
Алфавітно-цифрова клавіатура -	101 клавіша
Номінальна напруга живлення -	221 В, 51 Гц
Споживана потужність (без периферії) -	45 В, не більше
Струм навантаження (без периферії) -	275 мА, не більше
Ступінь захисту оболонкою:	
- лицьова панель	IP54
- корпус	IP20
Габаритні розміри -	432x340x160 мм
Маса -	9 кг, не більше
Температура навколишнього середовища при роботі -	5 ... 50 ° C
при зберіганні -	5 ... 55 ° C
Відносна вологість повітря при роботі -	40 ... 85%
при зберіганні -	не більше 85%.

#### Склад УЧПУ

УЧПУ складається із наступних основних модулів: модуль центрального процесора, блок живлення, модуль ЦАП-інкодер, пульт оператора і зовнішній модуль дискретних входів-виходів із релейною комутацією та індикацією модуль дискретних входів-виходів.

					МВ7126МП.МД0000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		44

## 4.4 Конструкторські розрахунки

### 4.4.1 Кінематичний розрахунок приводу головного руху

Проводимо вибір електродвигуна згідно із технологічних можливостей проектованого верстата.

Більший діаметр обробки деталей  $d_{\max}=405$  мм.

Менший діаметр обробки деталей  $d_{\min}=10$  мм.

Граничні частоти обертання шпинделя:

$$n_{\text{шп. max}} = \frac{1000V_{\max}}{\pi d_{\min}} - \text{для обробки легко оброблюваних матеріалів}$$

$$n_{\text{шп. min}} = \frac{1000V_{\min}}{\pi d_{\max}} - \text{для обробки важкооброблюваних матеріалів}$$

Як важкооброблюваний матеріал обираємо міцну сталь ( $\sigma_B \geq 1700$  МПа) 43ХСНМВФА7, тип термообробки – гартування,  $\sigma_B=2700$  МПа

Швидкість різання при нарізанні різцем метричної різьби:  $V=8,5$  м/хв

Як легкооброблюваний матеріал вибираємо алюмінієвий сплав Д16с, Д16Т, тип термообробки це гартування плюс старіння,  $\sigma_B=370$  МПа.

Швидкість різання за точінням алюмінієвих сплавів:  $V=250$  м/хв.

Граничні частоти обертання шпинделя:

$$n_{\text{шп. max}} = \frac{1000V_{\max}}{\pi d_{\min}} = \frac{1000 \times 250}{\pi \times 5} = 15923 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_{\text{шп. min}} = \frac{1000V_{\min}}{\pi d_{\max}} = \frac{1000 \times 8,5}{\pi \times 400} = 6,7 \text{ хв}^{-1}$$

Частота обертання  $n_{\max}=15930 \text{ хв}^{-1}$  не здійсненна, так як ряд технологічних критеріїв не дозволяє безпечно працювати на верстаті. При високих частотах значно збільшуються величини дисбалансу, вібрацій. Трьохкулачковий патрон не дасть надійної установки деталі. Шпиндельні підшипники не витримують таких високих частот. Тому отримані значення частот обертання будуть реалізовані лише теоретично, із можливою стійкістю ріжучого інструменту.

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
						45
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Прийmemo частоти обертання приводу головного руху:

$$n_{\max}=2500 \text{ хв}^{-1}, n_{\min}=6,3 \text{ хв}^{-1}$$

Швидкості різання:

$$V_{\max}=250 \text{ хв}^{-1}, V_{\min}=8,5 \text{ хв}^{-1}$$

Проектуємо привід головного руху для отримання на шпинделі наступних характеристик:

$$n_{\text{шп.}\max}=2500 \text{ хв}^{-1}, n_{\text{шп.}\min}=6,3 \text{ хв}^{-1}$$

У машині для різання ниток з ЧПУ головна причина руху була встановлена з нескінченним регулюванням. Основні переваги цього полягають у наступному.

- Точне регулювання оптимальної швидкості різання покращує продуктивність обробки.
- Можливість плавного зміни швидкості різання під час циклу роботи машини.

Простота автоматизації процесу перемикання.

- Значне спрощення конструкції та зменшення металевої ємності кісткового ящика порівняно з кроковим приводом

Ми в основному використовували регульований електродвигун для безступінчастого контролю швидкості

2. Двигун постійного струму з тиристорною системою управління;

Асинхронний двигун, регульований зміною частоти струму.

Вибираємо асинхронний електродвигун із короткозамкненим ротором 1PH8 131 NF1 фірми SIEMENS, технічні характеристики якого:  $P_{\text{ном}}=12 \text{ кВт}$ ,

$$n_{\text{ном}}=500 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{\max}=6700 \text{ хв}^{-1},$$

$$M_{\text{кр.ном.}}=70 \text{ Н*м}$$

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						46
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Розраховуємо його діапазон регулювання при постійній потужності:

$$R_{\text{Д}} = \frac{n_{\text{эд.мах}}}{n_{\text{эд.ном}}}$$

$n_{\text{эд.ном}}$  і  $n_{\text{эд.мах}}$  - відповідно номінальна і максимальна частоти обертання електродвигуна.

$$R_{\text{Д}} = \frac{6700}{500} \approx 13$$

$$R_{\text{Д}} = 13 (R_{\text{Д}} > 8);$$

2) Обчислимо діапазон регулювання коробки швидкостей:

$$R_k = \frac{R_n}{R_{\text{Д}}}$$

$$R_n = \frac{n_{\text{мах}}}{n_{\text{мін}}} - \text{загальний діапазон регулювання приводу.}$$

$$R_k = \frac{400}{13} = 30.8$$

Для заданого верстата будемо застосовувати привід із комбінованим регулюванням, та для якого до умовної розрахункової частоти  $n_p$  буде забезпечуватись регулювання із постійним моментом у діапазоні  $R_m$ , та вище - регулювання із постійною потужністю у діапазоні  $R_p$ .

$$n_p = n_{\text{мін}} \times \sqrt[4]{R_n} = 6.3 \times \sqrt[4]{400} = 28 \text{ хв}^{-1}$$

або

$$n_p = n_{\text{мін}} \times \sqrt[3]{R_n} = 6.3 \times \sqrt[3]{400} = 46 \text{ хв}^{-1}$$

Приймаємо  $n_p = 37 \text{ хв}^{-1}$  (рис. 3.3)

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						47
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

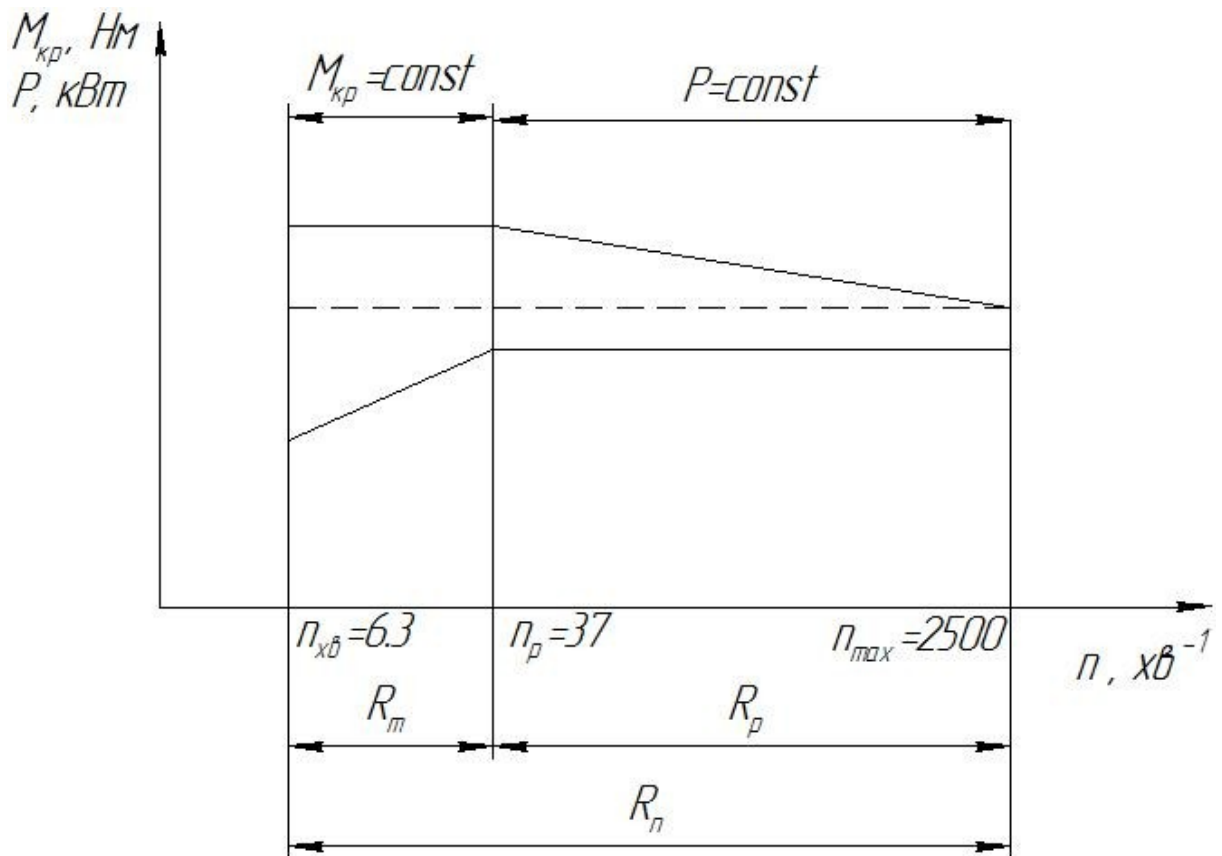


Рис. 4.3 Залежність частот від постійного моменту та потужності.

Розрахуємо число  $m$  груп передач коробки швидкостей:

$$m = \frac{\lg R_k}{\lg 8}$$

$$m = \frac{1.5}{0.8} = 1.875$$

Значення  $m$  можна округлити до 2.

4) Приймаємо стандартне значення знаменника  $\varphi=1,26$  і визначаємо:

$$c = \frac{\lg R_d}{\lg \varphi} = \frac{1.1}{0.1} = 11$$

Визначаємо число інтервалів  $\lg \varphi$ , що перетинають на графіку частот обертання промені, які зображують передачі групи, і саме:

$$K_m = \frac{\lg R_k}{\lg \varphi} = \frac{\lg 5.6}{\lg 1.26} = 7.4$$

Але при  $\varphi=1,26$ , число інтервалів  $\lg \varphi$ , що перетинають на графіку частот обертання промені, які зображують передачі групи, не бути вище 9 (для виконання умови  $\frac{1}{4} \leq u \leq 2$ ). Тому приймаємо остаточно  $K_m = 9$ . Решта три інтервала можна отримати тільки у результаті регулювання електродвигуна у зоні постійного крутного моменту.

6) Фактичні діапазони регулювання коробки швидкостей та приводу у цілому:

$$R_{\phi.к.} = \varphi^{k_m}$$

$$R_{\phi.n.} = R_{\text{Д}} * R_{\phi.к.}$$

Фактичні діапазони регулювання:  $R_{\phi.к.} = 1,26^9 * 5.5 = 31$ ;  $R_{\phi.n.} = 402$ .

7) Визначає кількість інтервалів  $K_1$  між максимальною швидкістю обертання шпинделя і максимальною частотою обертання двигуна і кількістю інтервалів  $K_2$  між максимальною швидкістю обертання шпинделя і мінімальною швидкістю обертання шпинделя.

$$K_1 = \frac{\lg \left( \frac{n_{\text{эд. max}}}{n_{\text{ин. max}}} \right)}{\lg \varphi}$$

$$K_2 = \frac{\lg R_{\phi.n.}}{\lg \varphi}$$

$K_1 = 4.3$  і  $K_2 = 26$ . Прийmemo  $K_1 = 9$  і  $K_2 = 26$ , тоді  $K_{\text{заг.}} = K_1 + K_2 = 35$

По нормалі Н11-1 " Нормальні ряди чисел в верстатобудуванні " вибираємо стандартний ряд частот обертання ( $\text{хв}^{-1}$ ):

8000;6300;5000;4000;3150;2500;2000;1600;1250;1000;800;630;500;400;315;  
250;200;160;125;100;80;63;50;40;31,5;25;20;16;10;8;6,3

Будуємо графік частот обертання(рисунок 3.4).

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						49
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

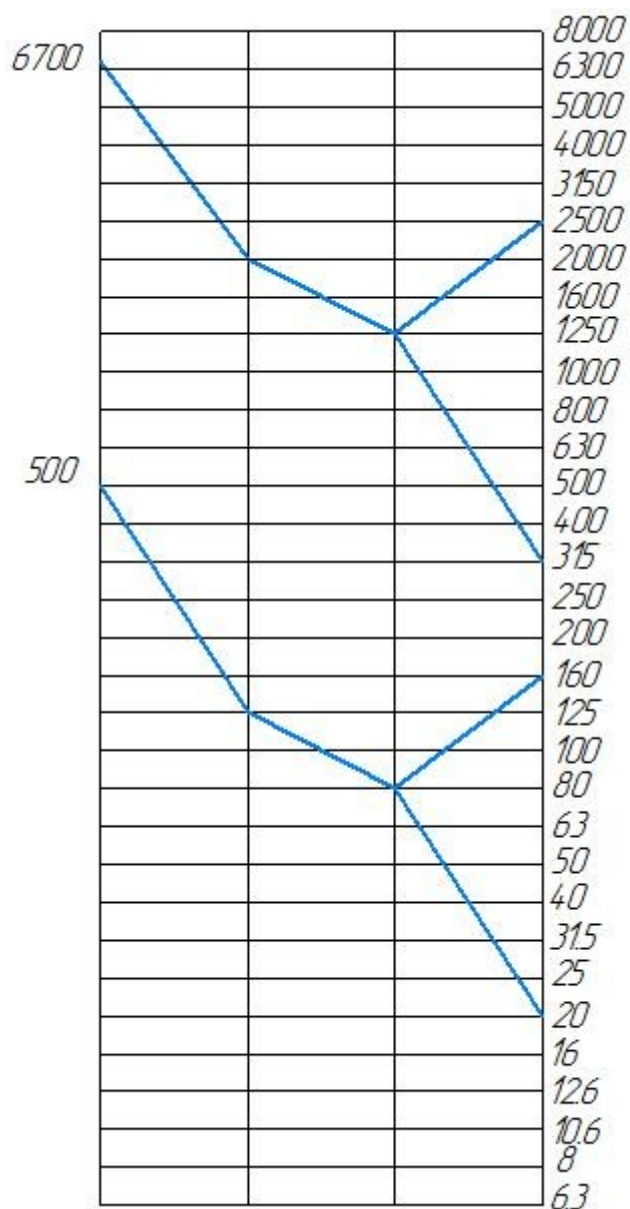


Рис. 4.4 Графік частот обертання

#### 4.4.2 Розрахунок поліклинової пасової передачі.

Поліклиновий пас має кілька трикутних робочих поверхонь, і можна рівномірно розподілити навантаження між ними і підтвердити, що розрахунковий діаметр шківів є постійним. Це перевага перед V-ременями. Невелика висота і корд з хімічного волокна дозволяє використовувати їх на шківів малого діаметру з передатнім числом до 8 та при швидкості до 40 м / с. За рівних умов роботи дана передача більш компактна, ніж з клиновими ремнями.



Визначимо перетин ремня.

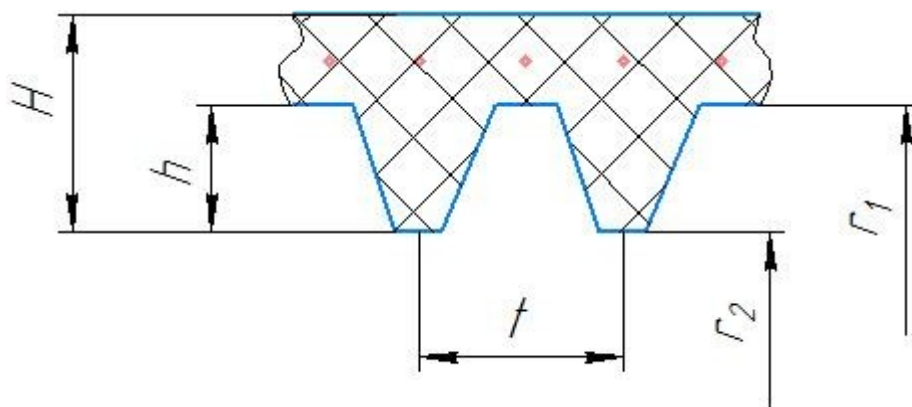
Визначаємо момент на швидкохідному валу:

$$M = 9740 \frac{N}{n_1} [\text{Нм}]$$

де  $N$  – потужність, що передається пасом, кВт;  $n_1$  – мінімальна частота обертання швидкохідного валу,  $\text{хв}^{-1}$ :

$$M = 9740 \frac{22}{1600} = 134 \text{ Нм}$$

Отже, переріз пасу Л:



Параметри:

$H=9,5 \text{ мм};$

$t=4,8 \text{ мм};$

$h=4,85 \text{ мм};$

$r_1=0,2 \text{ мм};$

$r_2=0,7 \text{ мм}.$

Рис. 4.5 Ремінь полікліновий

Визначаємо діаметр шківів.

Нехай діаметр меншого шківів  $d_1=200 \text{ мм}.$

Діаметр веденого  $d_2=i \cdot d_1=1 \cdot 200=200 \text{ мм}.$  Найближче значення із стандартного ряду  $d_2=200 \text{ мм}.$

Уточнюємо передавальне значення з урахуванням відносного ковзання  $S=0,01$ :

$$i = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - S)} = \frac{200}{200 \cdot (1 - 0,01)} = 1,02$$

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_{\min}=0,55(d_1 + d_2)+H=0,55(200+200)+9,5=230 \text{ мм};$$

$$a_{\max}= d_1 + d_2=200+200=400 \text{ мм};$$

Приймаємо проміжне значення  $a=320$  мм;

Визначаємо розрахункову довжину ременя:

$$L_p = 2 * a + 1,57(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 * a} = 2 * 320 + 1,57(200 + 200) + \frac{(200 - 200)^2}{4 * 320} = 1268 \text{ мм}$$

Найближче стандартне значення  $L_p=1250$  мм.

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = 0,25 * [(L_p - \omega) + \sqrt{(L_p - \omega)^2 - 8y}] = 0,25 * [(1250 - 628) + \sqrt{(1250 - 628)^2}] = 310 \text{ мм}$$

$$\omega = 0,5 * \pi(d_1 + d_2) = 0,5 * 3,14 * (200 + 200) = 628 \text{ мм.}$$

$$y = \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 = \left( \frac{200 - 200}{2} \right)^2 = 0 \text{ мм.}$$

де  $\omega$  і  $y$  - параметри нейтрального шару.

Визначаємо кут обхвату малого шківів  $d_1$ :

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{2} = 180 - 57 \frac{200 - 200}{2} = 180^\circ$$

Визначаємо швидкість пасу:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3.14 * 200 * 1600}{60000} = 16 \text{ м / с}$$

Визначаємо коефіцієнти:

- кута обхвату:  $C_\alpha = 0,97$ ;

- режиму роботи:  $C_p = 0,73$ ;

- швидкості:  $C_v = 1,04 - 0,0004 * v^2 = 1,04 - 0,0004 * 16,5^2 = 0,93$

Визначаємо найменшу міжосьову відстань, необхідну для надягання ременя

$$a_{\min} = a - 0,01L; \quad a_{\min} = 320 - 0,01 \cdot 1250 = 307.5 \text{ мм}$$

Визначаємо найбільшу міжосьову відстань, необхідну для витяжки ременя:

$$a_{\max} = a + 0,02L; \quad a_{\max} = 320 + 0,02 \cdot 1250 = 345 \text{ мм}$$

Приймаємо вихідну довжину:  $L_0 = 1600$  мм і відносну довжину  $L/L_0 = 1,25$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						52
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо коефіцієнт довжини пасу:  $C_L = 0,9 + 0,1L/L_0 = 1,025$

Визначаємо число ребер поліклинового пасу:  $z = 10F/[F]_{10}$ ;

де,  $[F]_{10} = (F_{10} \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta F_i) \cdot C_p$ , де  $F_{10}$  - окружна сила для передачі поліклиновим ременем з десятьма ребрами при передавальному відношенні  $i=1$ ,  $\alpha_1 = 180^\circ$ , еталонній довжині  $L_0$ , роботі в одну зміну із постійним навантаженням.

$\Delta F_i = 2\Delta T_i / d_1 = 2 \cdot 0 / 0,200 = 0$  - доданок, що враховує вплив передавального відношення.

$$\Delta T_i = 0 \text{ Нм}; \quad [F]_{10} = (1190 \cdot 0,97 \cdot 0,98) \cdot 0,73 = 825$$

Визначаємо вихідну потужність:  $N_0 = 11 \text{ кВт}$

Визначаємо поправку до моменту на передатне значення:  $\Delta M = 4 \text{ кгм}$

Визначаємо поправку до потужності:

$$\Delta N = 0,001 \Delta M_i n_1;$$

$$\Delta N = 0,001 \cdot 4 \cdot 1600;$$

$$\Delta N = 6,4 \text{ кВт};$$

Визначаємо допустиму потужність  $[N]$ , кВт:

$$[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N_i) C_p;$$

$$[N] = (22 \cdot 0,97 \cdot 0,98 + 6,4) 0,73 = 18 \text{ кВт}$$

Визначаємо число ребер ременя:

$$z = \frac{10N}{[N]}; \quad z = \frac{10 \cdot 22}{18} = 12,2 \text{ кВт}$$

Приймаємо кількість ребер  $z=13$ .

Номінальна потужність, що передається ременем:

$N_{\text{шп}} = N \cdot \eta = 22 \cdot 0,859 = 19 \text{ кВт}$ , де  $\eta$  - к.к.д. механізму від вала пасової передачі до шпинделя.

Визначаємо ширину шківа:

$$B = (z - 1)s + 2f;$$

де  $s$  – крок ребер, мм;  $f$  – довжина вільної частини шківа, мм;

$$B = (13 - 1)4,8 + 2 \cdot 5,5 = 68,6 \text{ мм}.$$

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						53
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо окружне зусилля, що передається ременем (за номінальною потужності):

$$P = \frac{102 * N_H}{v} = \frac{1020 * 22}{4.65} = 4820 \text{ Н, де } v=4,65 \text{ м/с} - \text{ мінімальна робоча}$$

швидкість ремня для даного верстата.

Натяг ремня:

$$S_1 = \frac{m}{m-1} P = 1,38 * 4820 = 6650 \text{ Н}$$

$$S_2 = \frac{S_1}{m} = \frac{6650}{3,59} = 1900 \text{ Н}$$

Зусилля, що діє на вал при роботі верстата:

$$Q = S_1 + S_2 = 6650 + 1900 = 8550 \text{ Н}$$

Визначимо робочий ресурс розрахованої поліклинової передачі:

$$H_0 = N_{\text{он}} \frac{L_p}{60 \pi d_1 n_1} = 5,7 * 10^6 \frac{1250 * 60}{60 * 3,14 * 200 * 1600} \approx 1953 \text{ лг.}$$

#### 4.4.3 Розрахунок на міцність і силовий розрахунок коробки швидкостей

При визначенні числа зубів необхідно не тільки отримати задане передавальне відношення  $i_1 = z_1 : z_2$ , але і забезпечити постійну суму зубів в межах 2-х валової передачі  $\Sigma z = z_1 + z_2 = \text{const}$ .

Числа зубів шестерень вибираємо по передавальному відношенню за ЄСКД:

$$\begin{cases} z_1 / z_2 = 0,625 \\ z_1 + z_2 = 86 \end{cases}$$

Звідси:  $z_1 = 33, z_2 = 53$ .

$$\begin{cases} z_3 / z_4 = 2 \\ z_3 + z_4 = 86 \end{cases}$$

Звідси:  $z_2 = 58, z_3 = 28$ .

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$\begin{cases} z_5/z_6 = 0,25 \\ z_5 + z_6 = 86 \end{cases}$$

Звідси:  $z_2=17$ ,  $z_3=69$

Визначення модулі зубчастих коліс.

Крутний момент на валу електродвигуна приводу визначається за формулами:

$$T_{\partial} = \frac{N_n \times 10^3}{\omega}, (H \times m), \quad T_{\partial} = 9550 \times \frac{N_n}{n_n}, (H \times m);$$

$N_n$  - номінальна потужність електродвигуна приводу, кВт;

$\omega$  - кутова швидкість вала електродвигуна, рад/с;

$n_n$  - номінальна частота обертання, задана в технічній характеристиці електродвигуна.

$$T_{\partial} = 9550 \times \frac{11}{1500} = 70 (H \times m)$$

Крутний момент на першому валу приводу:

$$T' = 9550 \times \frac{N_n}{n_1} \times \eta_1, H \times m$$

$n_1$  - частота обертання першого валу приводу;

$\eta_1$  - коефіцієнт корисної дії передач від електродвигуна до першого валу, включаючи коефіцієнт корисної дії пасової передачі ( $\eta=0,94 \dots 0,96$ ) і підшипників кочення першого валу ( $\eta=0,99$ ).

$$\eta_1 = 0,95 \times 0,99 = 0,9405$$

$$T' = 9550 \times \frac{11}{2000} \times 0,9405 = 49,4 (Hm)$$

При визначенні крутного моменту на II валу приймаємо розрахункову частоту обертання валу, яка відповідає верхньому значенню  $\frac{1}{3} \times D$ .

$$\text{Тобто: } n_2 = 80 \text{ хв}^{-1}; \quad \eta_2 = 0,9405 \cdot 0,98 = 0,9217$$

Тоді крутний момент на II валу:

					MB7126MP.MD000.000 ПЗ	Арк
						55
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T'' = 9550 \times \frac{11}{250} \times 0,9217 = 387.3 (Нм)$$

При розрахунку зубчастих передач верстатів модулі визначаються не тільки виходячи з міцності зубів на згин  $m_{изг}$ , але і з втоми поверхневих шарів (по контактним напруженням)  $m_{пов}$ .

Для сталевих прямозубих коліс модулі визначаються за формулами:

$$m_{пов} = \frac{100}{z} \times \sqrt[3]{\left( \left( \frac{68}{[\sigma_{пов}]} \right)^2 \times \frac{i \pm 1}{i \times \psi_0} \times \frac{k \times N}{n} \right)}, мм$$

$$m_{изг} = 100 \times \sqrt{\left( \frac{19,5}{z \times \psi \times y \times [\sigma_{изг}]} \times \frac{k \times N}{n} \right)}, мм$$

де  $z$  - число зубів лімітуючого колеса;

$[\sigma_{пов}]$ ,  $[\sigma_{виг}]$  - відповідно допустимі контактні напруги по втомі поверхневих шарів і напруги на згин, МПа;

$N = N_n \eta_i$  - номінальна передаюча потужність, кВт;

$\eta_i$  - к.к.д. від електродвигуна до розрахункової передачі;

$n$  - розрахункова частота обертання меншого колеса, об/хв;

$y$  - коефіцієнт форми зуба, при  $z=20..60$ ,  $y=0,243 \dots 0,268$ ;

$i$  - передатне відношення, завжди приймаємо  $i \geq 1$ . Для сповільнюючих передач беремо величину, зворотну передатному відношенню зубчастої передачі;

$$\psi = \frac{b}{m} = 6 \dots 10, \text{ де}$$

$b$  - ширина шестерні зуба;

$d_{ш}$  - діаметр шестерні;

$\psi_0=0,7 \dots 1,6$  - при симетричному розташуванні і жорстких валах;

$\psi_0=0,4 \dots 0,6$  - при консольно-розташованій шестерні;

$k$  - коефіцієнт навантаження;  $k=k_d \times k_k \times k_p$ , де

$k_d$  - коефіцієнт динамічного навантаження;  $k_d=1,1 \dots 1,2$ ;

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		56

$k_k$  - коефіцієнт концентрації навантаження;  $k_k=1,2 \dots 1,4$ ;

$k_p$  - коефіцієнт режиму;  $k_p=1,1 \dots 1,3$ .

Допустиме контактне напруження  $[\sigma_{пов}]$  визначають за формулою:

$$[\sigma_{пов}] = \frac{\sigma_{пов(1,2)}^0}{S_n}, \text{ МПа}, \text{ де}$$

$\sigma_{пов(1,2)}^0$  - межа контактної витривалості лімітуючої ланки зубчастої передачі (шестерні або колеса);

$S_n$  - коефіцієнт безпеки за розрахунку зубів та контактну міцність;

індекси: 1-для шестерні, 2-для колеса.

Як матеріал для зубчастих коліс приймемо Сталь 40Х. Для неї у якості термообробки використовується об'ємне гартування. При цьому твердість становить HRC 45..55.  $S_n=1,1$ .

$$\sigma_{пов(1,2)}^0 = 18 \times HRC_{cp} + 150 = 18 \times 50 + 150 = 1050 (\text{МПа})$$

$$[\sigma_{пов}] = \frac{1050}{1,1} = 954,545 (\text{МПа})$$

Допустимі напруги згину  $[\sigma_{виг}]$  визначаються за формулою:

$$[\sigma_{виг}] = \frac{\sigma_{виг(1,2)}^0}{S_u}, \text{ МПа}, \text{ де}$$

$\sigma_{виг(1,2)}^0$  - межа згинальної витривалості лімітуючої ланки зубчастої передачі;

$S_u$  - коефіцієнт безпеки при розрахунку зубів на згин,  $S_u=1,75$ .

$$\sigma_{виг(1,2)}^0 = 500 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{виг}] = \frac{500}{1,75} = 285,714 (\text{МПа})$$

Тоді для передачі вал I-II приймемо:

$$k_d=1,15, \quad k_k=1,3, \quad k_p=1,2$$

$$k=1,15 \times 1,3 \times 1,2=1,794$$

					МВ7126МП.МД0000.000 ПЗ	Арк
						57
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

При розрахунку  $m_{\text{пов}} k=1,794, k_p=1$

$$k=1,15 \times 1,3 \times 1=1,495$$

При розрахунку  $m_{\text{виг}} k=1,495$

1.  $i=33/53, y=0,243, \psi=6, \psi_0=0,6;$

$$m_{\text{нов}} = \frac{100}{53} \times \sqrt[3]{\left( \left( \frac{68}{954,545} \right)^2 \times \frac{0,625+1}{0,625 \times 0,6} \times \frac{1,794 \times 7,35}{2000} \right)} = 0,18(\text{мм})$$

$$m_{\text{виз}} = 100 \times \sqrt[3]{\left( \frac{19,5}{53 \times 6 \times 0,243 \times 285,714} \times \frac{1,795 \times 7,35}{2000} \right)} = 1,9(\text{мм})$$

Приймаємо  $m=2$  мм.

2.  $i=58/28$

$$m_{\text{нов}} = \frac{100}{28} \times \sqrt[3]{\left( \left( \frac{68}{954,545} \right)^2 \times \frac{2+1}{2 \times 0,6} \times \frac{1,794 \times 7,35}{2000} \right)} = 0,11(\text{мм})$$

$$m_{\text{виз}} = 100 \times \sqrt[3]{\left( \frac{19,5}{29 \times 6 \times 0,243 \times 285,714} \times \frac{1,795 \times 7,35}{2000} \right)} = 2,15(\text{мм})$$

Приймаємо  $m=2$  мм.

3.  $i=17/69$

$$m_{\text{нов}} = \frac{100}{69} \times \sqrt[3]{\left( \left( \frac{68}{954,545} \right)^2 \times \frac{1,96+1}{1,96 \times 0,6} \times \frac{1,794 \times 7,35}{2000} \right)} = 0,12(\text{мм})$$

$$m_{\text{виз}} = 100 \times \sqrt[3]{\left( \frac{19,5}{69 \times 6 \times 0,243 \times 285,714} \times \frac{1,495 \times 7,35}{2000} \right)} = 1,7(\text{мм})$$

Приймаємо  $m=2$  мм.

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						58
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



Визначення діаметрів зубчастих коліс.

1) Визначимо ділильні діаметри зубчастих коліс:

$$d_1 = m \times z_1 = 2 \times 33 = 66(\text{мм})$$

$$d_2 = m \times z_2 = 2 \times 53 = 106(\text{мм})$$

$$d_3 = m \times z_3 = 2 \times 58 = 116(\text{мм})$$

$$d_4 = m \times z_4 = 2 \times 29 = 58(\text{мм})$$

$$d_5 = m \times z_5 = 2 \times 17 = 34(\text{мм})$$

$$d_6 = m \times z_6 = 2 \times 69 = 138(\text{мм})$$

2) Визначимо діаметр кіл вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times m = 66 + 2 \times 2 = 70(\text{мм})$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times m = 106 + 2 \times 2 = 110(\text{мм})$$

$$d_{a3} = d_3 + 2 \times m = 116 + 2 \times 2 = 120(\text{мм})$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \times m = 58 + 2 \times 2 = 62(\text{мм})$$

$$d_{a5} = d_5 + 2 \times m = 34 + 2 \times 2 = 38(\text{мм})$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \times m = 138 + 2 \times 2 = 142(\text{мм})$$

3) Визначимо відстань між осями валів:

$$a_{\omega 1} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66 + 106}{2} = 86(\text{мм})$$

$$a_{\omega 2} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{116 + 58}{2} = 87(\text{мм})$$

$$a_{\omega 3} = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{34 + 138}{2} = 87(\text{мм})$$

4) Визначимо ширину зубчастих вінців:

$$b_1 = b_2 = b_3 = b_4 = b_5 = b_6 = \psi \times m = 8 \times 2 = 16(\text{мм})$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		59

Розрахунок валів на міцність.

Під час роботи вала редуктора основним навантаженням є сила, що генерується на редукторі. На обертовому валу ці сили викликають напругу і змінюються вздовж змінних симетричних циклів.

Попередній розрахунок міцності визначає діаметр валу, що підлягає остаточному крученню, без урахування впливу вигину.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times T}{\pi \times [\tau_{кр}]}} \text{, мм}$$

$T$  - крутний момент на розрахунковому валу, Нмм;

$[\tau_{кр}]$  - допустиме напруження на кручення, МПа.

При попередньому розрахунку для валів із конструкційних вуглецевих сталей допустимі напруження кручення вже на вихідних ділянках приймемо  $[\tau_{кр}] = 15 \dots 20$  МПа. На других ділянках валів діаметри призначаємо виходячи із конструктивних та технологічних вимог.

$$\text{Вал I: } d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 49400}{\pi \times 17,5}} = 24,2 \text{ (мм)}$$

$$\text{Вал II: } d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 387300}{\pi \times 17,5}} = 48,31 \text{ (мм)}$$

Конструктивно збільшуємо діаметри валів і приймаємо:

$$d_I = 25 \text{ мм}$$

$$d_{II} = 50 \text{ мм}$$

Після визначення діаметра валу заздалегідь, розрахуйте довговічність (втомну міцність) вала і коробки передач, а також горизонтальний шпindelь машини. Цей розрахунок відображає характер зміни напружень, статичних і втомних властивостей матеріалу, а також поверхневого зміцнення вала.

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						60
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок вала І на міцність.

Хоча вал розглядається як промінь на двох опорних підшипниках, розробляється план конструкції для визначення реакції опори. При визначенні реакції опори і кривих моментів згинання і моменту кручення розрахункова діаграма вала представлена в графічному зображенні сил, що діють на вал в різних площинах(рис.3.6).

Окружна сила Р впливає на вал в площинах ZOX і дорівнює:

$$P = \frac{2 \times T}{D}, H$$

, де

T - Крутний момент на валу, Нм;

D - діаметр ділильного кола зубчастого колеса, м.

Радіальна сила, що впливає на вал в зубчастому зачепленні:

$$P_y = P \times \operatorname{tg}(\alpha_w)$$

, де

P - окружна сила, що діє на вал, Н,

$\alpha_w$  - кут зачеплення,  $\alpha_w = 20^\circ$ ;

На зубчастому колесі:  $T = 49.4 \text{ Нм}$ ,  $D = 0,066 \text{ м}$

Тоді:

$$P_{kx} = \frac{2 \times 49.4}{0,066} = 1497(H)$$

$$P_{ky} = 1497 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 545(H)$$

Для шківів:

$$T = 9550 \times \frac{11}{1500} \times 0,95 = 66.3(H\text{м})$$

$$D = 400 \text{ мм}$$

Тоді:

$$T_{uy} = T_{ux} \times \operatorname{tg} 20^\circ = 66.3 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 241(H)$$

					МВ7126МП.МД0000.000 ПЗ	Арк
						61
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

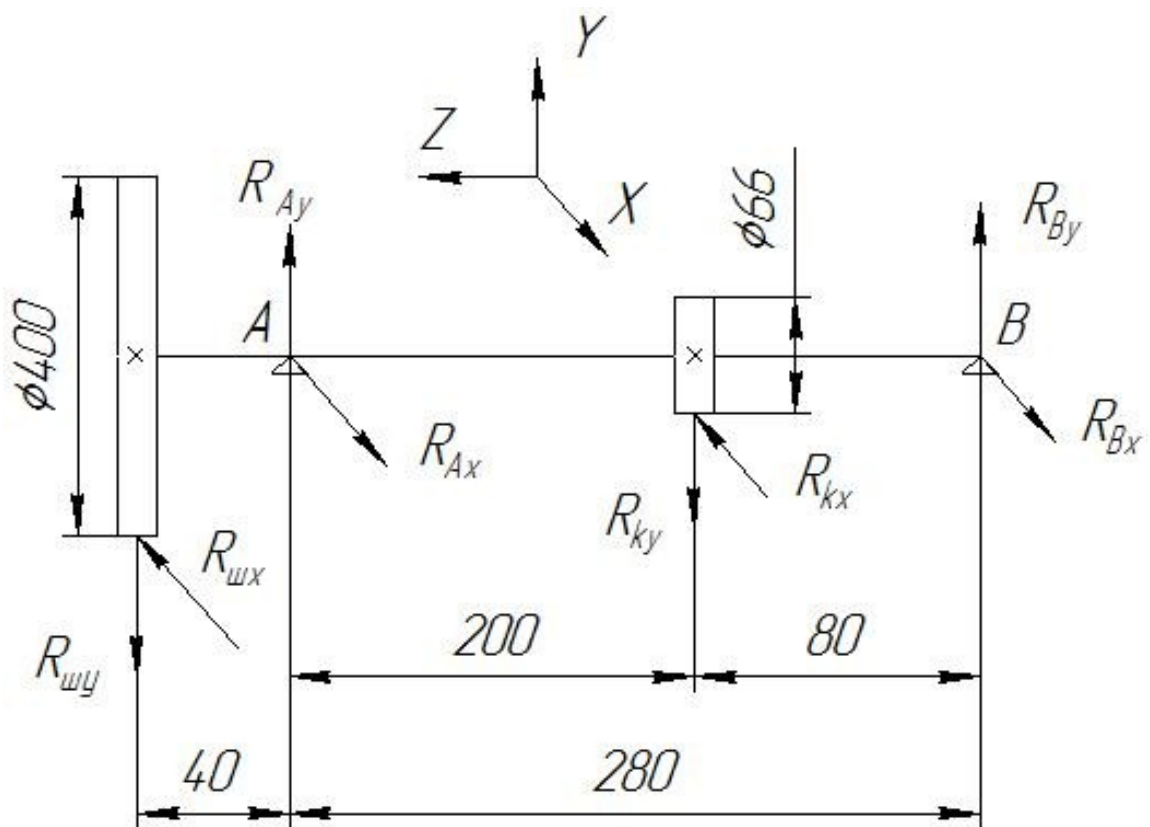


Рис. 4.6 Розрахункова схема валу

За діючими на вал силами визначають в двох взаємно-перпендикулярних площинах реакції опор і згинальні моменти, після чого їх геометрично сумують у небезпечному перерізі:

$$M_u = \sqrt{(M_{ux}^2 + M_{uy}^2)} H_m,$$

де  $M_{ux}$  - максимальний згинальний момент у небезпечному перерізі, що діє в горизонтальній площині, Нм;

$M_{uy}$  - максимальний згинальний момент у небезпечному перерізі, що діє у вертикальній площині, Нм.

Складемо розрахункову схему вала I і визначимо опорні реакції.

В площині ZOY:

$$P_{uy} \times 0,32 - R_{Ay} \times 0,28 + P_{ky} \times 0,08 = 0$$

$$\sum m_B = 0; \quad R_{Ay} = \frac{P_{uy} \times 0,32 + P_{ky} \times 0,08}{0,28} = \frac{241 \times 0,32 + 545 \times 0,08}{0,28} = 430.6$$

$$R_{Ay} = 430.6 H$$

$$P_{uy} \times 0,04 - P_{ky} \times 0,2 + R_{By} \times 0,28 = 0$$

$$\sum m_A = 0; \quad R_{By} = \frac{P_{ky} \times 0,2 - P_{uy} \times 0,04}{0,28} = \frac{545 \times 0,2 - 241 \times 0,08}{0,28} = 320.3$$

$$R_{By} = 320.1H$$

Перевірка:  $\sum Y = 0; -P_{uy} + R_{Ay} - P_{ky} + R_{By} = -241 + 430.6 - 545 + 320.1 = 0$

В площині ZOX:

$$-P_{ux} \times 0,32 + R_{Ax} \times 0,28 - P_{kx} \times 0,08 = 0$$

$$\sum m_B = 0; \quad R_{Ax} = \frac{P_{kx} \times 0,08 + P_{ux} \times 0,32}{0,28} = \frac{1497 \times 0,08 + 663 \times 0,32}{0,28} = 1186.3$$

$$R_{Ax} = 1186.3H$$

$$-R_{Bx} \times 0,28 + P_{kx} \times 0,2 - P_{ux} \times 0,04 = 0$$

$$\sum m_A = 0; \quad R_{Bx} = \frac{P_{kx} \times 0,2 - P_{ux} \times 0,04}{0,28} = \frac{1497 \times 0,2 - 663 \times 0,04}{0,28} = 976.6$$

$$R_{Bx} = 976.6H$$

Перевірка:  $\sum X = 0; -P_{ux} + R_{Ax} - P_{kx} + R_{Bx} = -663 + 1186.3 - 1497 + 976.6 = 0$

Будуємо епюри згинальних моментів в площинах ZOX і ZOY (рис.3.7) і визначимо сумарні згинальні моменти в місцях дії сил.

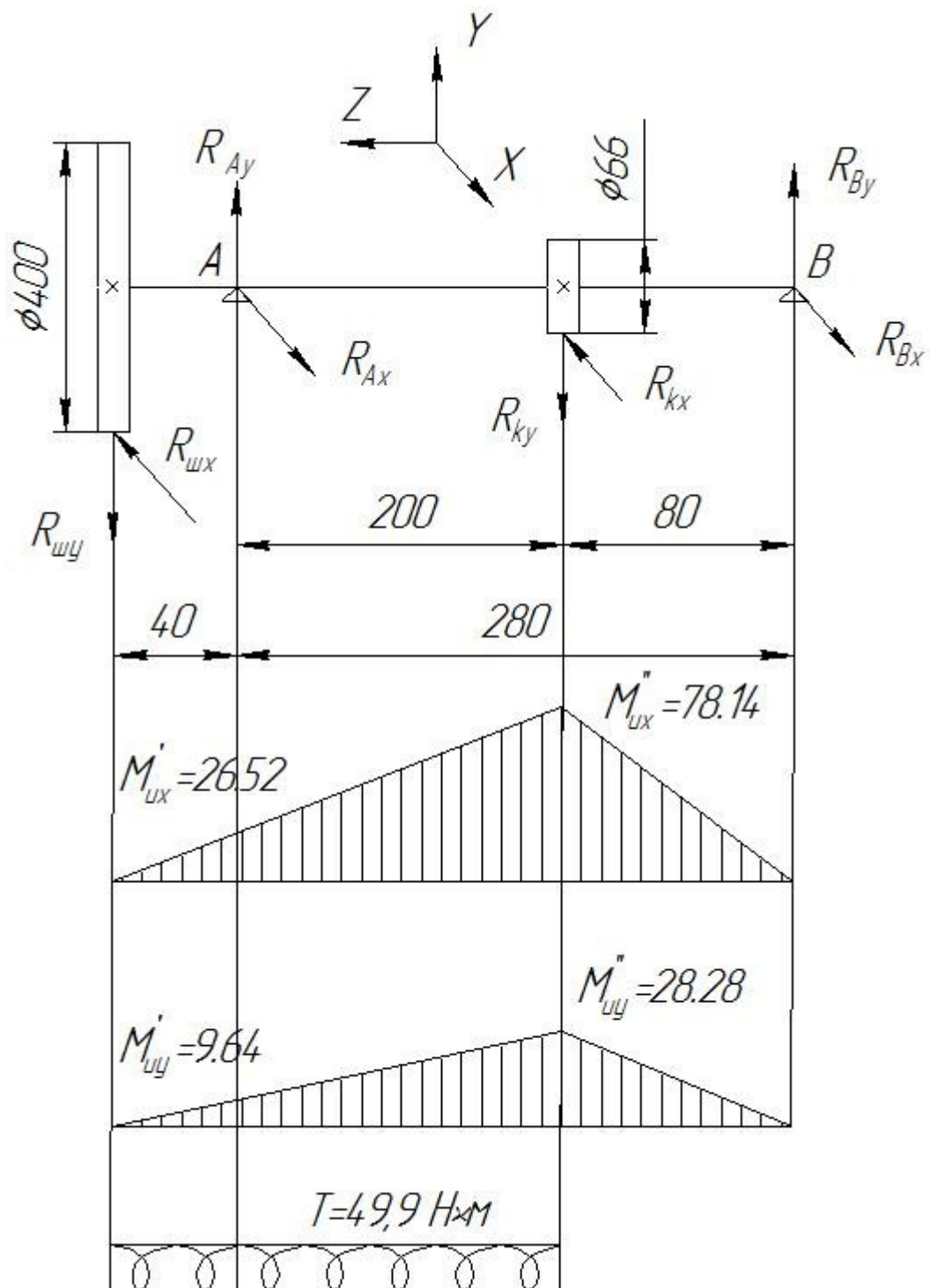


Рис. 4.7 Епюри згинальних моментів, що діють на вал

$$M'_u = \sqrt{\left((M'_{ux})^2 + (M'_{uy})^2\right)} = \sqrt{26.52^2 + 9.64^2} = 28.22(\text{Hм})$$

$$M''_u = \sqrt{\left((M''_{ux})^2 + (M''_{uy})^2\right)} = \sqrt{78.14^2 + 28.28^2} = 83.1(\text{Hм})$$

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МВ7126МП.МД000.000 ПЗ

Арк

64

Більш точний розрахунок валів на витривалість зробимо в формі перевірки коефіцієнта запасу міцності, який визначимо за формулою:

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2} \geq [n] \quad \text{або} \quad n = \frac{n_\sigma \times n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 \times n_\tau^2}}$$

де  $[n]$  - допускається межа міцності, зазвичай приймають:  $[n]=2\dots3$ ;

$n_\sigma$  і  $n_\tau$  - коефіцієнти запасу міцності по нормальних і дотичних напруженнях, які визначають за формулами:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \times \varepsilon_\sigma} \times \sigma_v + \psi_\sigma \times \sigma_m},$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \times \varepsilon_\tau} \times \tau_v + \psi_\tau \times \tau_m},$$

де  $\sigma_{-1}$  і  $\tau_{-1}$  - межі витривалості для матеріалу вала при симетричних циклах згину і кручення;

$k_\sigma$  і  $k_\tau$  - ефективні коефіцієнти концентрацій напружень при згині і крученні;

$\beta$  - коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні, при шорсткості  $R_z \leq 20 \mu\text{м}$ ,  $\beta=0,9\dots1,0$ ;

$\sigma_v$  і  $\tau_v$  - амплітуди циклів нормальних і дотичних напружень;

$\sigma_m$  і  $\tau_m$  - середнє значення нормальних і дотичних напружень;

$\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$  - масштабні коефіцієнти для нормальних і дотичних напружень;

$\psi_\sigma$  і  $\psi_\tau$  - коефіцієнти, що відображають співвідношення меж витривалості при симетричному циклі згину і пульсуючому циклі кручення.

Значення  $\sigma_{-1}$  визначаються в залежності від межі міцності матеріалу вала.

Приймаємо матеріал вала 40Х. Тоді:

$$\sigma_s = 650 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \times \sigma_s \text{ МПа}$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \times 650 = 279,5 \text{ МПа}$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						65
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Межа витривалості при симетричному циклі кручення:

$$\tau_{-1} = 0,58 \times \sigma_{-1} \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \times 279,5 = 162,11 \text{ МПа}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень  $k_\sigma$  і  $k_\tau$  залежать від межі міцності  $\sigma_B$  матеріалу і при наявності галтелі або виточок вибираються з таблиць.

Приймаємо:  $k_\sigma = 1,9$ ,  $k_\tau = 1,4$ .

Значення масштабних коефіцієнтів  $\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$  приведені в таблицях.

Приймаємо:  $\varepsilon_\sigma = 0,88$ ,  $\varepsilon_\tau = 0,77$ .

Амплітуду циклів і середні значення нормальних напружень  $\sigma_v$  і  $\sigma_m$  визначимо за формулами:

$$\sigma_v = \frac{M_u}{W}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \times F_a}{\pi \times d^2}, \text{ МПа}$$

де  $M_u$  - сумарний згинальний момент в перерізі, Нм;

$F_a$  - осьова сила, що діє на вал, Н;

$W$  - момент опору в перерізі в  $\text{мм}^3$ , для круглого суцільного перетину:

$$W = \frac{\pi \times d^3}{32} = 0,1 \times d^3, \text{ мм}^3$$

$d$  - діаметр валу, мм,

$b$  і  $t$  - ширина і глибина канавки, мм.

При передачі крутного моменту прямозубими колесами, вважають, що відсутнє осьове навантаження на вал, і нормальні напруження, що виникають в його поперечному перерізі, змінюються за симетричним циклом, тоді  $\sigma_m = 0$ .

Значення  $\tau_v$  і  $\tau_m$  вона визначається на основі найбільш не вигідного змінного циклу зміни дотичної напруги. Тобто напруга при крученні змінюється по циклу пульсацій:

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						66
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \times W_k}, \text{МПа}$$

де  $T$  - крутний момент, що передається валом;

$W_k$  - момент опору кручення розглянутого перетину;

для круглого перетину:  $W_k = \frac{\pi \times d^3}{16}, \text{мм}^3$

Для симетричного циклу згину і пульсуючого циклу кручення  $\psi_\sigma$  і  $\psi_\tau$  приймаємо 0,05 і 0 відповідно.

Розрахунок для перерізу 1.

Сумарний згинаючий момент:

$$M_{1u} = 28.22 \text{ Нм}$$

Момент опору:

$$W = \frac{\pi \times 25^3}{32} = 2650,719 (\text{мм}^3)$$

Амплітуда циклів:

$$\sigma_v = \frac{28.22 \times 1000}{2650,719} = 17,483 (\text{МПа})$$

Середнє значення нормальних напружень:  $\sigma_m = 0$ ;

Момент опору крученню:

$$W_k = \frac{\pi \times 25^3}{16} = 5301,438 (\text{мм}^3)$$

Дотичні напруження:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{49,4 \times 1000}{2 \times 5301,438} = 5,084 (\text{МПа})$$

Коефіцієнти запасу міцності:

$$n_\sigma = \frac{279,5}{\frac{1,9}{0,95 \times 0,88} \times 17,483 + 0,05 \times 0} = 7,034$$

;

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		67

$$n_{\tau} = \frac{162,11}{\frac{1,4}{0,95 \times 0,77} \times 5,084 + 0 \times 5,084} = 16,661$$

$$n = \frac{7,034 \times 16,661}{\sqrt{7,034^2 + 16,661^2}} = \frac{117,194}{18,085} = 6,48 > [n] = 2$$

Розрахунок для перерізу 2:

Сумарний згинаючий момент:

$$M_{2u} = 83.1 \text{ Нм}$$

Момент опору:

$$W = \frac{\pi \times 25^3}{32} - \frac{6 \times 3,5 \times (30 - 3,5)^2}{2 \times 30} = 2403,587 (\text{мм}^3)$$

Амплітуда циклів:

$$\sigma_v = \frac{83.1 \times 1000}{2403,587} = 78,783 (\text{МПа})$$

Середнє значення нормальних напружень:  $\sigma_m = 0$ ;

Момент опору крученню:

$$W_k = \frac{\pi \times 25^3}{16} = 3066.41 (\text{мм}^3)$$

Дотичні напруження:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{49,4 \times 1000}{2 \times 3066.41} = 8.06 (\text{МПа})$$

Коефіцієнти запасу міцності:

$$n_{\sigma} = \frac{279,5}{\frac{1,9}{0,95 \times 0,88} \times 78,783 + 0,05 \times 0} = 1,561$$

$$n_{\tau} = \frac{162,11}{\frac{1,4}{0,95 \times 0,77} \times 8.06 + 0 \times 5,33} = 10.51$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						68
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n = \frac{1,561 \times 10.51}{\sqrt{1,561^2 + 10.51^2}} = 1,55 < [n] = 2$$

Приймаємо  $d_f=30$  мм, тоді:

Розрахунок для перерізу 1.

Сумарний згинаючий момент:  $M_{lu} = 38,614 \text{ Нм}$

Момент опору:

$$W = \frac{\pi \times 30^3}{32} = 4209,243 (\text{мм}^3)$$

Амплітуда циклів:

$$\sigma_v = \frac{38,614 \times 1000}{4209,243} = 11,01 (\text{МПа})$$

Середнє значення нормальних напружень:  $\sigma_m=0$ ;

Момент опору крученню:

$$W_k = \frac{\pi \times 30^3}{16} = 8418,486 (\text{мм}^3)$$

Дотичні напруження:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{44,9 \times 1000}{2 \times 8418,486} = 3,201 (\text{МПа})$$

Коефіцієнти запасу міцності:

$$n_\sigma = \frac{279,5}{\frac{1,9}{0,95 \times 0,88} \times 11,01 + 0,05 \times 0} = 11,17$$

$$n_\tau = \frac{162,11}{\frac{1,4}{0,95 \times 0,77} \times 3,201 + 0 \times 3,201} = 26,461$$

$$n = \frac{11,17 \times 26,461}{\sqrt{11,17^2 + 26,461^2}} = \frac{117,194}{18,085} = 10,291 > [n] = 2$$

					МВ7126МП.МД0000.000 ПЗ	Арк
						69
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок для перерізу 2.

Сумарний згинаючий момент:  $M_{2u} = 175,646 \text{ Нм}$

Момент опору:

$$W = \frac{\pi \times 30^3}{32} = 2649.375 (\text{мм}^3)$$

Амплітуда циклів:

$$\sigma_v = \frac{175,646 \times 1000}{2649.375} = 66.3 (\text{МПа})$$

Середнє значення нормальних напружень:  $\sigma_m = 0$ ;

Момент опору крученню:

$$W_k = \frac{\pi \times 30^3}{16} = 5298.75 (\text{мм}^3)$$

Дотичні напруження:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{49,4 \times 1000}{2 \times 5298.75} = 4.65 (\text{МПа})$$

Коефіцієнти запасу міцності:

$$n_\sigma = \frac{279,5}{\frac{1,9}{0,95 \times 0,88} \times 66.3 + 0,05 \times 0} = 1.8$$

$$n_\tau = \frac{162,11}{\frac{1,4}{0,95 \times 0,77} \times 4.65 + 0 \times 3,466} = 18.1$$

$$n = \frac{1.8 \times 18.1}{\sqrt{1.8^2 + 18.1^2}} = 2,18 > [n] = 2$$

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						70
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4.4.4 Розрахунок шпинделя на жорсткість

Потужність приводу головного руху  $P = 11 \text{ кВт}$ , максимальна частота обертання шпинделя модернізованого верстата  $n_{\max} = 2500 \text{ хв}^{-1}$ , клас точності верстата П. Для проектованого шпиндельного вузла у якості передньої опори обираємо дворядний конічний роликопідшипник 2-607920 за ГОСТ 21512-76, а в якості задньої опори - однорядний конічний роликопідшипник 17716Л за ГОСТ 520-711.

Для наближеного розрахунку жорсткості шпиндель у вигляді пучка на еластичній стійці завантажується між стояками з силою  $Q$  і тангенціальними і радіальними компонентами результуючої сили різання  $P_p$  (рис.3.8).

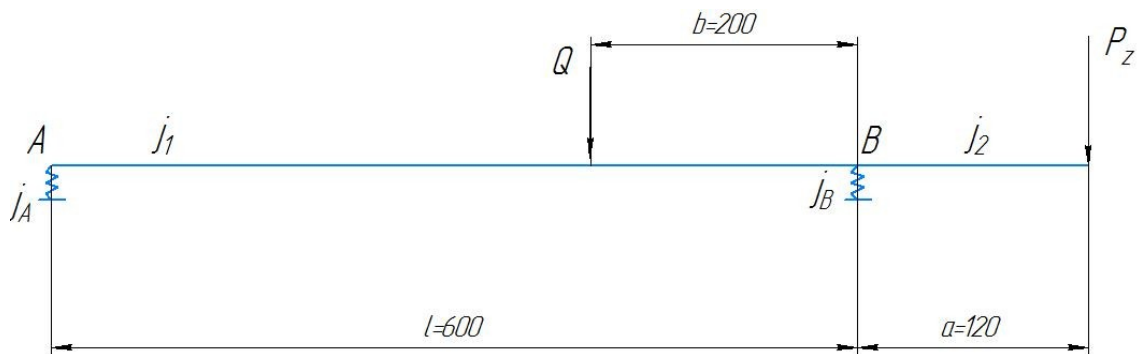


Рис. 3.8. Розрахункова схема шпиндельного вузла

Сила зачеплення  $Q$  визначається за формулою:

$$Q = \frac{P_0}{\cos \alpha}, \text{ Н}$$

де  $P_0$  - окружна складова сили у зачепленні, Н;

$\alpha$  - кут зачеплення зубчастих коліс,  $\alpha = 20^\circ$ .

Окружна складова  $P_0$  дорівнює:

$$P_0 = P_z \times \frac{d_p}{d_n}, \text{ Н}$$

де  $P_z$  тангенціальна складова сили різання, Н;

$d_i$  - діаметр початкової окружності приводного колеса шпинделя, мм;

$d_p$  - розрахунковий діаметр в мм, який дорівнює:

$$d_p = \frac{1}{4} \times d_{\max}, \text{ мм}$$

де  $d_{\max}$  - найбільший діаметр оброблюваної заготовки в мм.

$$d_p = \frac{1}{4} \times 125 = 31,25 \text{ мм},$$

$$P_0 = 2000 \times \frac{31,25}{165} = 378,78 \text{ Н},$$

$$Q = \frac{378,78}{\cos 20^\circ} = 403,08 \text{ Н}.$$

Радіальне пружне переміщення шпинделя  $y_1$  в зоні різання від сили  $P$ , з урахуванням деформації шпинделя і деформацій його опор визначається за формулою:

$$y_1 = P \times \left[ \frac{l \times a^2}{3 \times E \times J_1} + \frac{a^3}{3 \times E \times J_2} + \frac{1}{j_B} \times \frac{(l+a)^2 + \frac{j_B}{j_A} \times a^2}{l^2} \right], \text{ мм}$$

де  $l$  - відстань між опорами шпинделя, мм;

$a = c + d$  - відстань від передньої опори до зони різання, мм;

$c$  - довжина передньої консолі шпинделя, мм;

$d$  - відстань від кінця шпинделя до точки прикладання сили  $P$ , мм;

$b$  - відстань від приводного колеса до передньої опори шпинделя, мм;

$E$  - модуль пружності, який дорівнює (для сталі)  $E = 2 \times 10^5 \text{ МПа}$ ;

$j_B, j_A$  - радіальні жорсткості передньої і задньої опор шпинделя, Н/мм;

$J_1$  - середній момент інерції перерізу шпинделя в прольоті між опорами шпинделя, мм<sup>4</sup>;

$J_2$  - середній момент інерції перерізу шпинделя на його консолі, мм<sup>4</sup>.

					МВ7126МП.МД0000.000 ПЗ	Арк
						72
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Радіальне пружне переміщення шпинделя  $y_1$  в зоні різання, від сили  $P$ , з урахуванням його власних пружних деформацій і пружних деформацій опор:

$$y_2 = Q \times \left[ \frac{1}{j_B} \times \frac{(l+a) \times (l-b) - j_B}{l^2} - \frac{a}{6 \times E \times J_1 \times l} \times (b^3 + 2 \times l^2 \times b^2 - 3 \times l \times b^2) \right], \text{мм}$$

Сумарна деформація шпинделя дорівнює:

$$y = y_1 + |y_2|, \text{мм}$$

Навантаження від сил різання:  $P = 2000H$ .

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \times (D^4 - d^4), \text{мм}^4$$

де  $d$  - діаметр отвору шпинделя, мм;

$D$  - середній зовнішній діаметр шпинделя, мм.

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \times (70^4 - 45^4) = 976803(\text{мм}^4),$$

$$J_2 = \frac{\pi}{64} \times (100^4 - 60^4) = 4270400(\text{мм}^4).$$

Обчислюємо жорсткість передньої опори  $j_B$ . У передній опорі стоїть підшипник кочення серії 2-607920.

$$F_r = 2000H$$

Встановлюємо з попереднім натягом  $e = -3\text{мкм}$ .

Радіальна податливість:  $\delta_{r0} = 1,5\text{мкм}$

Відносний попередній натяг:

$$\frac{e}{\delta_{r0}} = \frac{-3}{1,2} = -2(\text{мкм})$$

Коефіцієнт, що враховує натяг або зазор в підшипнику:  $\beta = 0,25$

Визначаємо радіальну податливість у контакті найбільш навантаженого тіла кочення із доріжкою кочення у підшипнику із попереднім натягом:

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						73
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta_r' = \beta \times \delta_{r0} = 0,25 \times 1,5 = 0,375(\text{мкм})$$

Визначаємо радіальну податливість в контакті кілець підшипника з посадочними поверхнями вала і корпусу:

$$\delta_r'' = \frac{4 \times P \times k}{\pi \times d \times B} \times \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

де  $k = 0,05 \div 0,25$

$d, D, B$  - відповідно внутрішній, зовнішній діаметри і ширина підшипника, мм.

$$\delta_r'' = \frac{4 \times 2000 \times 0,05}{\pi \times 80 \times 80} \times \left(1 + \frac{80}{140}\right) = 0,031(\text{мкм})$$

Радіальна податливість в підшипнику дорівнює:

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r'' = 0,375 + 0,031 = 0,4(\text{мкм}) = 0,0004\text{мм}$$

Визначимо жорсткість опори  $j_B$ :

$$j_B = \frac{P}{\delta_r} = \frac{2000}{0,0004} = 5000000(\text{Н} / \text{мм})$$

Обчислюємо жорсткість задньої опори  $j_A$ .

В якості задньої опори варто однорядний радіальний роликпідшипник 17716Л.

$$F_r = 2000\text{Н}$$

Радіальна податливість:  $\delta_{r0} = 15,5\text{мкм}$

Відносний попередній натяг:

$$\frac{e}{\delta_{r0}} = \frac{-3}{15,5} = -0,194(\text{мкм})$$

Коефіцієнт, який враховує натяг чи зазор у підшипнику:  $\beta = 0,9$

Обчислюємо радіальну податливість у контакті найбільш навантаженого тіла кочення із доріжкою кочення у підшипнику із попереднім натягом:

$$\delta_r' = \beta \times \delta_{r0} = 0,9 \times 15,5 = 13,95(\text{мкм})$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						74
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



Визначаємо радіальну податливість у контакті кілець підшипника із посадочними поверхнями вала та корпусу:

$$\delta_r'' = \frac{4 \times P \times k}{\pi \times d \times B} \times \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

де  $k = 0,05 \div 0,25$

$d, D, B$  - відповідно внутрішній, зовнішній діаметри і ширина підшипника, мм.

$$\delta_r'' = \frac{4 \times 2000 \times 0,05}{\pi \times 70 \times 26,25} \times \left(1 + \frac{70}{125}\right) = 0,1(\text{мкм})$$

Радіальна податливість в підшипнику дорівнює:

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r'' = 13,95 + 0,1 = 14,05(\text{мкм}) = 0,01405\text{мм}$$

Визначимо жорсткість опори  $j_A$ :

$$j_A = \frac{P}{\delta_r} = \frac{2000}{0,01405} = 142552(\text{Н} / \text{мм})$$

Розрахуємо радіальне пружне переміщення шпинделя  $y_1$  в зоні різання, від сили  $P$ , з урахуванням деформації шпинделя і деформацій його опор:

$$y_1 = 2000 \times \left[ \frac{620 \times 126^2}{3 \times 2 \times 10^5 \times 976803} + \frac{126^3}{3 \times 2 \times 10^5 \times 4270400} + \frac{1}{5000000} \times \frac{(620 + 126)^2 + \frac{5000000}{142552} \times 126^2}{620^2} \right] = 0,036(\text{мм})$$

Розрахуємо радіальне пружне переміщення шпинделя  $y_2$  в зоні різання, від сили  $Q$ , з урахуванням його власних пружних деформацій і пружних деформацій опор:

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						75
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$y_2 = 403,08 \times \left[ \frac{1}{5000000} \times \frac{(620+126) \times (620-488) - \frac{5000000}{142552}}{333^2} - \frac{126}{6 \times 2 \times 10^5 \times 976803 \times 620} \times \frac{1}{488^3 + 2 \times 620^2 \times 48^2 - 3 \times 620 \times 488^2} \right] = -7,14 \times 10^{-4} (мм)$$

Сумарна деформація шпинделя дорівнює:

$$y = 0,03 + |-7,14 \times 10^{-4}| = 0,036714 мм$$

$$y_{\max} \leq 0,0002 \times l = 0,0002 \times 620 = 0,124 (мм)$$

$$y_{\max} \leq 0,124 (мм)$$

$$y = 0,036714 мм < y_{\max} = 0,124 мм$$

#### 4.4.5 Розрахунок підшипників

Підберемо підшипники кочення для вала I, який має частоту обертання  $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$  із передачею крутних моментів прямозубими колесами. Привід працює із помірними поштовхами. Сумарні реакції опор:

$$P_A = \sqrt{P_{Ax}^2 + P_{Ay}^2} = \sqrt{914,9^2 + 332^2} = 973,275 (Н)$$

$$P_B = \sqrt{P_{Bx}^2 + P_{By}^2} = \sqrt{643,7^2 + 235^2} = 685,255 (Н)$$

У якості опор орієнтовно обираємо радіальні однорядні шарикопідшипники 208К ГОСТ 8328-75. Підшипники встановлюють на жорсткі двоопорні вали із відстанню між опорами  $L_{оп} \leq 10 \cdot d$ . Прогин вала під дією цих зовнішніх сил не повинен викликати великих кутових зсувів його вісі, а перекис зовнішніх кілець до внутрішніх не повинен перевищувати  $10...15^\circ$ .

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		76

Статичну радіальну вантажопідйомність визначаємо за формулою:

$$C_{op} = 12,3 \times i \times z \times D_w^2 \times \cos \alpha,$$

де  $i$  - число рядів тіл кочення у підшипнику;

$z$  - число тіл кочення у однорядном підшипнику, число тіл кочення у одному ряду багаторядного підшипника при однаковому числі їх у кожному ряду;

$D_w$  - діаметр тіла кочення (кульки), мм;

$\alpha$  - номінальний кут контакту підшипника для розрахунку вантажопідйомності, град. Для радіальних підшипників  $\alpha=0$ . Тоді:

$$C_{op} = 12,3 \times 1 \times 13 \times 5,95^2 \times 1 = 5640,85(H)$$

Еквівалентну статичну радіальну навантаження не можуть бути визначені, тому що частота обертання валу  $n > 1 \text{ хв}^{-1}$ .

Для визначення динамічної радіальної вантажопідйомності вибираємо значення коефіцієнта  $f_c$ , попередньо визначивши відношення

$$\frac{D_w \times \cos \alpha}{D_0},$$

де  $D_0$  - діаметр окружності комплекту кульок, мм.

Його можна визначити як середнє значення суми зовнішнього і внутрішнього діаметрів підшипника:

$$D_0 = \frac{D + d}{2} = \frac{35 + 55}{2} = 45(мм)$$

Тоді, виходячи з відношення:

$$\frac{D_w \times \cos \alpha}{D_0} = \frac{5,95 \times 1}{45} = 0,132,$$

Використовуючи лінійну інтерполяцію, отримаємо значення коефіцієнта  $f_c=58,6$ .

Динамічну радіальну вантажопідйомність визначаємо за формулою:

$$C_p = f_c \times (i \times \cos \alpha)^{0,7} \times z^{0,667} \times D_w^{1,8},$$

					МВ7126МП.МД0000.000 ПЗ	Арк
						77
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $f_c$  - коефіцієнт, що залежить від геометрії деталей підшипників, точності їх виготовлення і матеріалу.

Тоді :

$$C_p = 58,6 \times 1 \times 13^{0,667} \times 5,95^{1,8} = 8035,7(H)$$

Порівнюємо обчислені значення статичної та динамічної радіальної вантажопідйомності, які не перевищують розрахункових:

$$C_{op} = 5640,85 < C_0 = 5650$$

$$C_p = 8035,7 < C = 10400$$

Так як осьова навантаження на підшипники відсутня, то приймаємо:

$$P = P_B \times K_B \times K_T \quad - \text{еквівалентне динамічне радіальне навантаження, де}$$

$K_B$  - динамічний коефіцієнт безпеки, що враховує вплив умов роботи вузла на довговічність підшипника;

$K_T$  - коефіцієнт, що враховує вплив температурного режиму роботи вузла на довговічність підшипника.

Приймаємо:  $K_B = 1,3; K_T = 1,0$

Тоді :  $P = 973,275 \times 1,3 \times 1,0 = 1265,257(H)$

Довговічність підшипників визначаємо за формулою:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left( \frac{C}{P} \right)^P,$$

де  $L_h$  - довговічність підшипників;

$C$  - з довідника;

$n$  - частота обертання валу;

$P$  - еквівалентна динамічна радіальна навантаження.

Тоді:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 1500} \times \left( \frac{10400}{1265,257} \right)^3 = 78174(\text{годин})$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						78
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, з імовірністю  $P_B=0,9$ , яка відповідає рівню 90% надійності, можна стверджувати, що довговічність обраних підшипників складає 15174 г.

Фонд робочого часу в годинах при сорокагодинному робочому тижні становить приблизно  $\Phi_2 \approx 2000$  г. При двозмінному режимі роботи з коефіцієнтом використання  $K_u=0,7$  річний фонд роботи верстата в годинах складе:

$$\Phi_{p.z.} = 2 \times \Phi_2 \times K_u = 2 \times 2000 \times 0,7 = 2800(\text{годин}).$$

Довговічність підшипників в календарних роках:

$$L_z = \frac{L_h}{\Phi_{p.z.}} = \frac{78174}{2800} = 27,8(\text{років})$$

#### 4.4.6 Розрахунок тягового зусилля приводу поздовжньої подачі

Для розрахунку сили тяги  $Q$  для поздовжньої подачі машини показаний конструктивний креслення (рис. 3.9). Ця цифра показує всю діючу силу. Компоненти зусилля різання, маса збірки, сила тяги, реакція на робочу поверхню направляючої, і відповідна сила тертя .

Параметри:

$P_z = 4245$  Н;  $P_y = 1692$  Н;  $P_x = 2365$  Н – складові сили різання;

$\alpha = 30^\circ$ ,  $\beta = 60^\circ$ ;

$G = 570$  Н (вага супорта із револьверною голівкою);

$Q$  – тягове зусилля приводу поздовжньої подачі;

$H$  – висота центру верстата ( $H = 220$  мм);

$B_0$  – відстань між напрямними ( $B = 420$  мм);

$A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $f_A$  – реакції на робочих гранях напрямних і відповідних сил тертя.

$a$ ,  $b$ ,  $c$  – розміри напрямних ( $a = 50$ ,  $b = 30$ ,  $c = 50$ );

$f$  – коефіцієнт тертя ковзання ( $f = 0,15$ );

$z_Q = 230$  мм (відстань від поверхні напрямних до осі ходового гвинта);

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		79

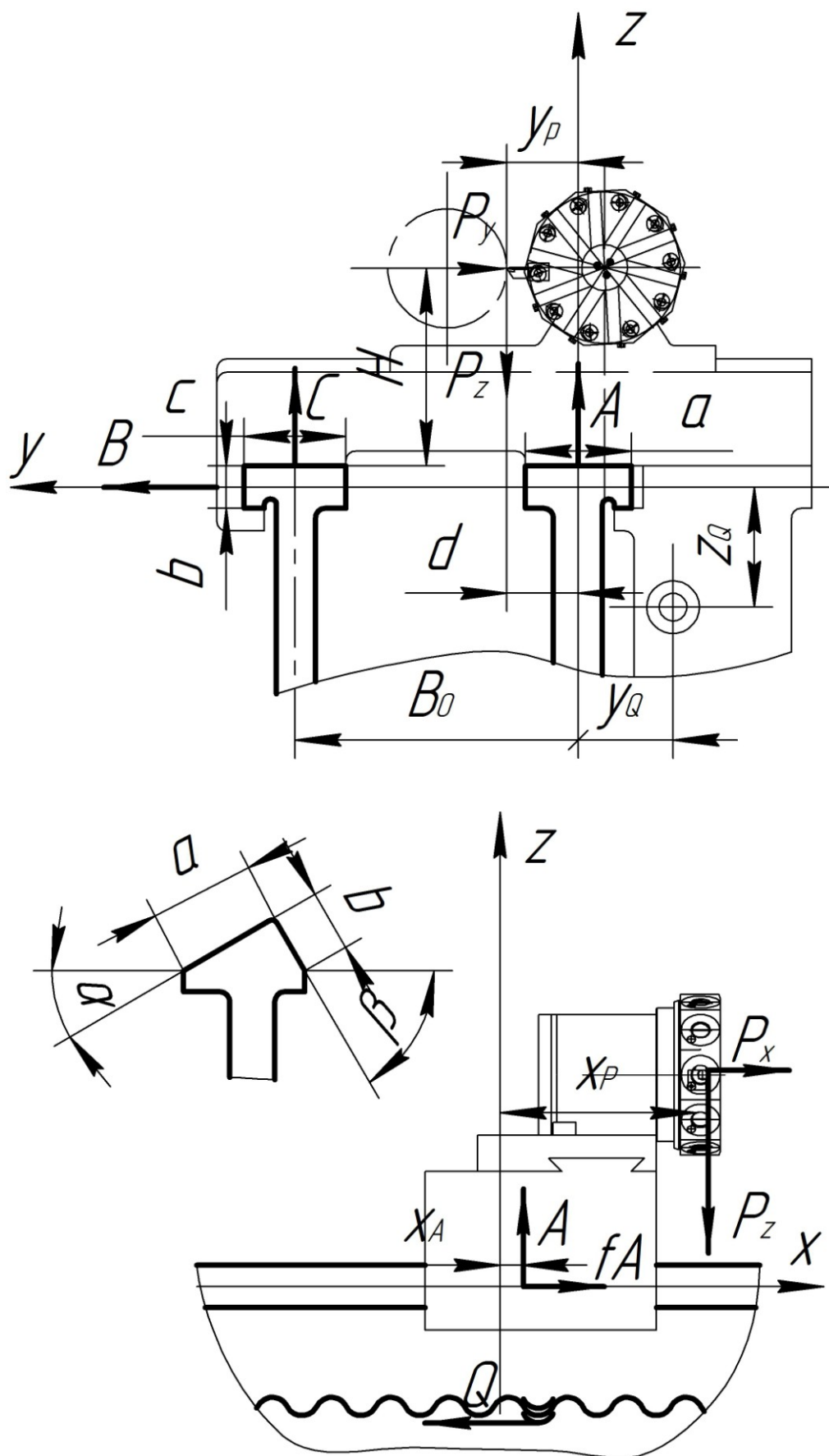


Рис. 4.9 Схема діючих сил

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МВ7126МП.МД000.000 ПЗ

Арк

80

Приймаємо систему координат і за розрахунковою схемою складаємо рівняння рівноваги рухомого вузла:

$$\Sigma X = 0 ; P_x + f(A + B + C) - Q = 0;$$

$$\Sigma Y = 0 ; -P_y + B = 0;$$

$$\Sigma Z = 0 ; -P_z - G + A + C = 0;$$

$$\Sigma M_x = 0; P_y(H + b/2) - Gd - P_z y_p + CB_o = 0;$$

З цих чотирьох рівнянь можна визначити тягове зусилля Q:

$$P_y = B;$$

$$Q = P_x + f(A + B + C);$$

$$C = \frac{P_z y_p + Gd - P_y(H + b/2)}{B_o};$$

$$A = P_z + G - \frac{P_z y_p + Gd - P_y(H + b/2)}{B_o};$$

Підставивши значення отримаємо:  $B = 396 \text{ Н};$

$$C = \frac{4245 \cdot 70 + 1000 \cdot 50 - 1692 \cdot (220 + 10/2)}{420} = 1950 \text{ (Н)};$$

$$A = 660 + 1000 - \frac{660 \cdot 50 + 1000 \cdot 20 - 396 \cdot (120 + 10/2)}{420} = 3465 \text{ (Н)};$$

Тоді тягове зусилля одно:

$$Q = 2365 + 0,15 \cdot (3465 + 1396 + 1950) = 7000 \text{ (Н)}.$$

З цього тягового зусилля будемо розраховувати передачу гвинт - гайка кочення приводу поздовжньої подачі верстата.

#### 4.4.7 Вибір електродвигуна і визначення потужності

##### приводу поздовжніх подач

Потужність електродвигунів приводів подач обчислюється за формулою:

$$P_{\text{розр}} = M_{\text{розр}} \cdot \omega_{\text{розр}} \text{ Вт},$$

де  $M_{\text{розр}}$  – розрахунковий момент навантаження на валу електродвигуна;

$\omega_{\text{розр}}$  – розрахункова частота обертання вала електродвигуна.

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		81

Момент на валу двигуна діє для подолання сили тертя між столом та напрямними, і також на подолання радіальної складової сили різання  $P_y$ . Він обчислюється за формулою:

$$M_{\text{расч}} = \frac{F \cdot D}{\eta \cdot 2} \text{ Нм},$$

де  $F$  – осьова сила, що розвивається гайкою гвинтової пари;

$\eta=0,92$  – ККД кулькової гвинтової пари;

$D=0,05$  м – діаметр ходового гвинта.

$$F = N \cdot f = ((m_{\text{ст}} + m_{\text{заг}}) \cdot g + P) \cdot f \text{ (Н)},$$

де  $m_{\text{ст}}$  – вага стола;

$m_{\text{заг}}=40$  кг – максимальна маса заготовки;

$g=9,8$  м/с<sup>2</sup> – прискорення вільного падіння;

$f=0,1$  – коефіцієнт тертя;

$P$  – зусилля від сил різання; максимальне зусилля (при фрезеруванні торцевими фрезами) приймаємо за результатами розрахунку технологічної частини;

$$P = P_h + P_v;$$

$$P_{\text{різ подачі}} = P_h = (0,2-0,3) \cdot P_z = 0,3 \cdot 2500 = 750 \text{ Н}$$

$$P_{\text{різ.отж.}} = P_y = (0,3-0,4) \cdot P_z = 0,4 \cdot 4245 = 1698 \text{ Н}$$

$$P = 750 + 1698 = 1750 \text{ Н}$$

Маса столу визначається його об'ємом і густиною матеріалу, з якого він виготовлений:

$$m_{\text{ст}} = (0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,15) \cdot 7800 = 374 \text{ кг}$$

$$F = ((374 + 40) \cdot 9,8 + 2448) \cdot 0,1 = 809 \text{ Н}$$

$$M_{\text{розр}} = \frac{809}{0,92} \cdot \frac{0,05}{2} = 22 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розрахункова частота обертання валу електродвигуна визначається максимальною швидкістю переміщення столу  $V$  і кроком ходового гвинта  $t$ .

$$\omega_{\text{розр}} = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot t} = \frac{6000}{2 \cdot 3,14 \cdot 10} = 95,5 \text{ 1/с}$$

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		82



Розрахункова потужність електродвигуна:

$$P_{\text{розр}} = 22 \cdot 95,5 = 2101 \text{ Вт}$$

З огляду на розрахункову потужність, перевагу високомоментних низько-оборотних електродвигунів вибираємо за приводів подач електродвигуни ПБВ132М1 потужністю 2,3 кВт.

#### 4.4.8 Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення приводу поздовжньої подачі

Норми експлуатації зубчастого гвинта шестерні гайки наступні.

Міцність поверхневого шару контактного тіла при статичному навантаженні.

Довговічність поверхневого шару (міцність) під дією змінного навантаження.

- Осьова жорсткість.
- Ефективність
- Стабільність гвинта (у разі поздовжнього вигину)

Динамічна стійкість гвинта на високій швидкості (немає резонансу).

Розрахунок заданих критеріїв дозволяє перевірити точність вибору розміру передачі для призначення значень попереднього навантаження для визначення втрат на тертя.

$Q = 7000H$  - тягове зусилля приводу поздовжньої подачі;

$d_0 = 50\text{мм}$  - діаметр гвинта;

$t = 10\text{мм}$  - крок ходового гвинта;

$L = 2000\text{мм}$  - довжина ходового гвинта.

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						83
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



2) Допустиме статичне навантаження  $Q_{дон.см.}$  на гвинт при відсутності натягу:

$$Q_{дон.см.} = z_{розр.} \times P_{дон.} \times \sin \alpha \times \cos \lambda ,$$

де  $z_{розр.}$  - розрахункова кількість кульок в гайці;

$$z_{розр.} = 0,7 \times z = 0,7 \times 54 \approx 38$$

$\lambda$  - кут нахилу гвинтової лінії,  $\lambda = 4^{\circ} 22'$  ;

$$Q_{дон.см.} = 38 \times 960,4 \times \sin 45^{\circ} \times \cos 4^{\circ} 22' = 25739,9 H$$

3. коефіцієнт довговічності K:

$$K = K_Q \times \sqrt[3]{\frac{60 \times T \times n \times C_i}{10^7}} ,$$

де  $K_Q$  - коефіцієнт зміни навантаження,  $K_Q = 0,9$  ;

$T$  - розрахунковий термін служби передачі в годинах (зазвичай приймають  $T = 5000 \div$ );

$n$  - розрахункова частота обертання в хвилину гвинта (або гайки);

$$n = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{2} = \frac{45 - 1,5}{2} = 21,75 (\text{об} / \text{хв}) ;$$

$$\frac{r_1}{r_0} = 0,14$$

$C_i$  - число циклів навантаження за один оборот гвинта (або гайки);

$$C_i = 0,5 \times z_i \times \left( 1 + \frac{r_1}{r_0} \times \cos \alpha \right) = 0,5 \times 18 \times (1 + 0,14 \times \cos 45^{\circ}) = 9,89 .$$

$z_i$  - число робочих кульок в одному витку гайки.

$$K = 0,9 \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 5000 \times 21,75 \times 9,89}{10^7}} = 2,28$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						85
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Навантаження, що допускається на 1 кульку  $P_{дон.}$  при довговічності  $T = 5000г$ :

$$P_{дон.} = \frac{P_{дон.см.}}{K} = \frac{960,4}{2,28} = 421,2H$$

5. Допустиме навантаження  $Q_{дон.}$  на гвинт при відсутності натягу при довговічності  $T = 5000г$ :

$$Q_{дон.} = \frac{Q_{дон.см.}}{K} = \frac{25739,9}{2,28} = 11289,4H$$

6. Визначення ККД передачі  $\eta$  при відсутності натягу:

$$\eta = \frac{Q \times t}{2 \times \pi \times M} = \frac{tg \lambda}{tg(\lambda + \rho)},$$

де  $t$  - крок гвинта;

$\lambda$  - кут підйому гвинтової лінії різьби гвинта;

$\rho$  - наведений кут тертя.

$$tg \rho = \frac{f_k}{r_1 \times sin \alpha},$$

де  $f_k$  - коефіцієнт тертя кочення в см,  $f_k = 0,001см$ ;

$r_1$  - радіус кульки в см,  $r_1 = 0,3см$ .

$$tg \rho = \frac{0,001}{3,5 \times sin 45^\circ} = 0,000404$$

$$\rho = 0,023^\circ$$

$$\eta = \frac{tg 4^\circ 22'}{tg(4^\circ 22' + 0,023^\circ)} = 0,96$$

7. Максимальна допустима сила натягу  $P_{нат. max.}$ :

$$P_{нат. max.} = P_{дон.} \times \left(1 - 0,55 \times \frac{Q}{Q_{дон.}}\right) = 421,2 \times \left(1 - 0,55 \times \frac{7000}{11289,4}\right) = 277,5H$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		86

8. Мінімальна допустима сила натягу  $P_{нат. min.}$  :

$$P_{нат. min.} = 0,5 \times \frac{Q}{z_{расч.} \times \sin \alpha \times \cos \lambda} = 0,5 \times \frac{7000}{38 \times \sin 45^\circ \times \cos 4^\circ 22'} = 130,5 H$$

Подальші розрахунки будемо вести для двох значень величини натягу:

$P_{нат. max.}$  і  $P_{нат. min.}$  .

9. Допустиме навантаження  $Q_{доп. нат.}$  на гвинт натягу:

$$Q_{доп. нат.} = Q_{доп.} \times \frac{P_{доп.} - P_{нат.}}{0,55 \times P_{доп.}}$$

а) При  $P_{нат. max.} = 277,5 H$  :

$$Q_{доп. нат.} = 11289,4 \times \frac{421,2 - 277,5}{0,55 \times 421,2} = 7002,8 H ;$$

б) При  $P_{нат. min.} = 130,5 H$  :

$$Q_{доп. нат.} = 11289,4 \times \frac{421,2 - 130,5}{0,55 \times 421,2} = 14166,5 H .$$

10. Відносне осьове переміщення  $\delta_{нат.}$  двох гайок, необхідне для створення натягу:

$$\delta_{нат.} = 1,31 \times \sqrt[3]{\frac{P_{нат.}^2}{d_1}}, мкм$$

а) При  $P_{нат. max.} = 277,5 H$  :

$$\delta_{нат.} = 1,31 \times \sqrt[3]{\frac{277,5^2}{7}} = 29,13 (мкм) ;$$

б) При  $P_{нат. min.} = 130,5 H$  :

$$\delta_{нат.} = 1,31 \times \sqrt[3]{\frac{130,5^2}{7}} = 17,6 (мкм) .$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						87
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Необхідне збільшення діаметра  $\Delta d_1$  кульок для створення натягу:

$$\Delta d_1 = 0,458 \times \sqrt[3]{\frac{P_{нат.}^2}{d_1}}, \text{мкм}$$

а) При  $P_{нат. max.} = 277,5 \text{ Н}$  :

$$\Delta d_1 = 0,458 \times \sqrt[3]{\frac{277,5^2}{7}} = 10,1 (\text{мкм})$$

б) При  $P_{нат. min.} = 130,5$  :

$$\Delta d_1 = 0,458 \times \sqrt[3]{\frac{130,5^2}{7}} = 6,1 (\text{мкм})$$

12. Осьове переміщення гайки щодо гвинта в результаті контактної деформації при навантаженні  $Q = 7000 \text{ Н}$  :

$$\delta = \frac{0,3}{\sqrt[3]{d_1 \times P_{нат.}}} \times \frac{Q}{z_{расч.}}$$

а) При  $P_{нат. max.} = 277,5 \text{ Н}$  :

$$\delta = \frac{0,3}{\sqrt[3]{7 \times 277,5}} \times \frac{7000}{38} = 4,42 \text{ мкм}$$

б) При  $P_{нат. min.} = 130,5 \text{ Н}$  :

Так як при цьому навантаження істотно менше, ніж гранично допустиме, необхідно зменшити величину  $z_{розр.}$  :

$$z_{розр.} = 0,7 \times z \times \sqrt{\frac{Q}{Q_{доп. нат.}}} = 0,7 \times 54 \times \sqrt{\frac{7000}{19890,7}} \approx 22$$

$$\delta = \frac{0,3}{\sqrt[3]{7 \times 130,5}} \times \frac{7000}{22} = 9,83 \text{ мкм}$$

13. Деформація розтягу (або стиску) гвинта  $\delta_g$  :

$$\delta_g = \frac{10^4 \times l \times Q}{E \times F}, \text{мкм}$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						88
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{\pi \times d_{\text{к.в.}}^2}{4} = \frac{3,14 \times 4,505^2}{4} = 15,93 \text{ см}^2$$

$E$  - модуль поздовжньої пружності матеріалу контактуючих тіл,  
 $E = 2,1 \times 10^6 \text{ кгс} / \text{см}^2$ ;

$l$  - найбільша робоча довжина гвинта,  $l = 1000 \text{ мм}$ .

$$\delta_{\text{в}} = \frac{10^4 \times 100 \times 7000}{2,1 \times 10^6 \times 15,93} = 20,92 (\text{мкм})$$

14. ККД передачі  $\eta_{\text{нат.}}$  при наявності натягу і навантаження  $Q = 7000 \text{ Н}$  :

$$\eta_{\text{нат.}} = K_{\eta} \times \eta$$

$$K_{\eta} = \frac{P_1 / P_{\text{нат.}} \times \cos(\lambda + \rho) - P_{\text{II}} / P_{\text{нат.}} \times \cos(\lambda - \rho)}{P_1 / P_{\text{нат.}} \times \sin(\lambda + \rho) - P_{\text{II}} / P_{\text{нат.}} \times \sin(\lambda - \rho)} \times \text{tg}(\lambda + \rho),$$

де  $P_1$  - сила, що діє на кульки 1-ої гайки;

$P_{\text{II}}$  - сила, що діє на кульки 2-ої гайки.

При дії осьового навантаження  $Q$  кульки однієї гайки додатково навантажуються, а кульки іншої - розвантажуються, тобто:

$$P_1 = P_{\text{нат.}} + P_1; P_{\text{II}} = P_{\text{нат.}} - P_2; Q_1 = P_1 + P_2$$

$$Q_1 = \frac{Q}{z_{\text{розр.}} \times \sin \alpha \times \cos \lambda} = \frac{7000}{38 \times \sin 45^\circ \times \cos 4^\circ 22'} = 261,1 \text{ Н}$$

$$\frac{Q_1}{P_{\text{нат. max.}}} = \frac{261,1}{277,5} = 0,9$$

$$\frac{Q_1}{P_{\text{нат. min.}}} = \frac{261,1}{130,5} = 2$$

$$\frac{P_1}{P_{\text{нат. max.}}} = 1,5 \quad ; \quad \frac{P_{\text{II}}}{P_{\text{нат. max.}}} = 0,31 \quad ; \quad \frac{P_1}{P_{\text{нат. min.}}} = 2,83 \quad ; \quad \frac{P_{\text{II}}}{P_{\text{нат. min.}}} = 0,19$$

а) Визначимо  $K_{\eta}$  при  $P_{\text{нат. max.}} = 277,5 \text{ Н}$  :

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						89
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K_{\eta} = \frac{1,5 \times \cos(4^{\circ}22' + 0^{\circ}16') - 0,31 \times \cos(4^{\circ}22' - 0^{\circ}16')}{1,5 \times \sin(4^{\circ}22' + 0^{\circ}16') - 0,31 \times \sin(4^{\circ}22' - 0^{\circ}16')} \times \operatorname{tg}(4^{\circ}22' + 0^{\circ}16') = 0,97$$

Тому,  $\eta_{\text{нат.}}$  при  $P_{\text{нат.макс.}}$  буде дорівнювати  $\eta_{\text{нат.}} = 0,97 \times 0,96 = 0,93$ .

б) Визначимо  $K_{\eta}$  при  $P_{\text{нат.мін.}} = 130,5H$ :

$$K_{\eta} = \frac{2,83 \times \cos(4^{\circ}22' + 0^{\circ}16') - 0,19 \times \cos(4^{\circ}22' - 0^{\circ}16')}{2,83 \times \sin(4^{\circ}22' + 0^{\circ}16') - 0,19 \times \sin(4^{\circ}22' - 0^{\circ}16')} \times \operatorname{tg}(4^{\circ}22' + 0^{\circ}16') = 0,98$$

Тому,  $\eta_{\text{нат.}}$  при  $P_{\text{нат.мін.}}$  буде дорівнювати  $\eta_{\text{нат.}} = 0,98 \times 0,96 = 0,94$ .

15. Найменше навантаження  $Q_{\text{гал.}}$ , починаючи з якої передача перестане бути самогальмуючою.

$$Q_{\text{гал.}} = \left( \frac{Q_1}{P_{\text{нат.}}} \right)_{\text{гал.}} \times z_{\text{розр.}} \times P_{\text{нат.}} \times \sin \alpha \times \cos \lambda$$

$$\left( \frac{Q_1}{P_{\text{нат.}}} \right)_{\text{гал.}} = 0,15$$

а) При  $P_{\text{нат.макс.}} = 277,5H$ :

$$Q_{\text{гал.}} = 0,15 \times 38 \times 277,5 \times \sin 45^{\circ} \times \cos 4^{\circ}22' = 1115,6H;$$

б) При  $P_{\text{нат.мін.}} = 130,5H$ :

$$Q_{\text{гал.}} = 0,15 \times 38 \times 130,5 \times \sin 45^{\circ} \times \cos 4^{\circ}22' = 524,6H.$$

16. Момент холостого ходу  $M_x$  визначається за формулою:

$$M_x = z_{\text{розр.}} \times P_{\text{нат.}} \times \sin \alpha \times [\sin(\lambda + \rho) - \sin(\lambda - \rho)] \times \frac{d_{\text{к.в.}}}{2}$$

а) При  $P_{\text{нат.макс.}} = 277,5H$ :

$$M_x = 38 \times 277,5 \times \sin 45^{\circ} \times [\sin(4^{\circ}22' + 0^{\circ}16') - \sin(4^{\circ}22' - 0^{\circ}16')] \times \frac{4,505}{2} = 13,3(H \times \text{см})$$

б) При  $P_{\text{нат.мін.}} = 130,5H$ :

					МВ7126МП.МД0000.000 ПЗ	Арк
						90
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



$$M_x = 38 \times 130,5 \times \sin 45^\circ \times \left[ \sin(4^\circ 22' + 0^\circ 16') - \sin(4^\circ 22' - 0^\circ 16') \right] \times \frac{4,505}{2} = 6,3 (H \times cm)$$

Вибираємо величину сили натягу в межах  $130,5 \div 277,5H$ , виходячи з таких міркувань, що при  $P_{нат.} = 277,5H$  піддатливість з'єднання гвинт-гайка приблизно в 2 рази менше, ніж при  $P_{нат.} = 130,5H$  (відповідно  $4,42 : 9,83 мкм$  при навантаженні  $Q = 7000H$ ). Однак зменшення податливості передачі з урахуванням деформації гвинта становить всього 36% (відповідно  $4,42 + 20,9 = 25,32 мкм$  і  $9,83 + 20,9 = 30,73 мкм$ ), якщо врахувати піддатливість опор гвинта, то виграш виявиться ще менше.

З іншого боку, при  $P_{нат.} = 277,5H$  ККД передачі зменшується до 0,93 проти 0,94 при  $P_{нат.} = 130,5H$  (при навантаженні  $Q = 7000H$ ), а момент холостого ходу підвищується в 2 рази. Тому доцільно призначити величину  $P_{нат.}$  близьку до мінімальної (тобто к  $130,5H$ ), збільшивши її з метою компенсації похибок виготовлення і регулювання в 1,3-1,5 разу.

Вибираємо величину натягу  $P_{нат.} = 175H$ . Різномірність кульок не повинна перевищувати 1-2 мкм, а шорсткість поверхні різьби не нижче 0,8 мкм.

#### 4.4.9 Вибір двигуна і визначення потужності приводу обертання осевого інструменту револьверної головки

Мінімальні обороти двигуна зазначаємо при фрезеруванні заготовки із високоміцної сталі 43ХЗСНМВФА1.

Глибина фрезерування  $t = 10$  мм.

Прийmemo подачу  $S_z = 0.12$  мм, при діаметрі фрези 20 мм.

Швидкість різання:

$$V = \frac{C_v \times D^q}{T^m \times t^x \times S_z^y \times B^u \times Z^p} \times K_v, \text{ м/хв}$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		91

де  $z$  – число зубів фрези.

$V$  – швидкість різання;

$t$  – глибина різання, мм;

$K_V$  – загальний поправочний коефіцієнт;

$T$  – період стійкості, хв;

$S_z$  – подача на зуб, мм;

$B$  – ширина фрезерування, мм;

$$K_V = K_{MV} \times K_{ПV} \times K_{ИV},$$

де  $K_{MV}$  – коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу,

$K_{ПV}$  – коефіцієнт, який враховує стан поверхні заготовки,

$K_{ИV}$  – коефіцієнт, який враховує матеріал інструменту.

Тоді:  $C_V = 108$ ,  $q = 0.3$ ,  $m = 0.26$ ,  $x = 0.3$ ,  $y = 0.25$ ,  $u = 0$ ,  $p = 0$ ,

$T = 80$  хв,  $t = 3,0$  мм,  $B = 4$  мм,  $z = 2$ ,  $K_{MV} = 0.95$ ,  $K_{ПV} = 0.9$ ,  $K_{ИV} = 1.0$

$$K_V = 0,95 \times 0,9 \times 1,0 = 0,855$$

$$V = \frac{108 \times 8^{0,3}}{80^{0,26} \times 3,5^{0,3} \times 0,12^{0,25} \times 4^0 \times 2^0} \times 0,855 = 9.149 \text{ м/хв.}$$

$$n_p = V/(\pi \times d) = 87.149/(\pi \times 0.076) = 1284.45 \text{ хв}^{-1}$$

Визначимо силу різання:

$$P_z = \frac{10 \times \tilde{N}_V \times t^x \times S_z^y \times B^u \times z^p}{n^w \times D^q} \times K_{mp}, \text{ Н}$$

$$P_z = \frac{10 \times 108 \times 10^{0,3} \times 0,12^{0,25} \times 4^1 \times 2^0}{1284^1 \times 20^{-0,13}} \times 0,85 = 443 \text{ Н}$$

Потужність:

$$N_e = \frac{D_z}{1020 \times 60}, \text{ кВт}$$

$$N_e = \frac{443}{1020 \times 60} = 1,23 \text{ кВт}$$

Для підрахунку максимальних обертів двигуна осьового інструменту обираємо матеріал заготовки Д16Т - алюмінієві сплави.

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		92

Діаметр свердла  $D = 2\text{ мм}$

Подачу  $S$  позначаємо за таблицею:  $S = 0,15$  мм/об. Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v,$$

де стійкість свердла:  $T = 30$  хв;

$$C_v = 7,0; m = 0,20; y = 0,7; q = 0,4, k_v = 0,78;$$

$$\text{Швидкість різання: } V = \frac{7 \cdot 2^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,15^{0,7}} \cdot 0,78 = 20,14 \text{ м/хв};$$

$$\text{Тоді частота обертання шпинделя: } n = \frac{1000 \cdot 20,14}{3,14 \cdot 2} = 3000 \text{ хв}^{-1}.$$

Проектуємо привід обертання осьового інструменту для отримання таких наступних характеристик:

- максимальні оберти двигуна  $n_{\max} = 3000$  об/хв
- мінімальні обороти двигуна  $n_{\min} = 1284$  об/хв

Вибираємо трифазний асинхронний двигун фірми 1PH7103-F-0 «Siemens»:

- номінальна потужність 5 кВт;
- досягається частота обертання при номінальній потужності  $n = 3770 \text{ хв}^{-1}$ ;
- крутний момент  $M_d = 70$  Нм.

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						93
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5. Дослідницька частина

Метою дослідницької частини є розробка вихідних даних на проектування гнучкого різцетримача стосовно адаптивної системи управління модернізованого верстата.

### 5.1 Дослідження жорсткості токарних верстатів з ЧПУ

Машинна жорсткість є однією з характеристик якості, оскільки геометрична і кінематична точність регулюють точність оброблюваних деталей.

Оскільки значна частина деталей виготовлена з важко обрізних матеріалів, збільшується частка помилок обробки, викликаних недостатньою жорсткістю в балансі машинної точності.

Визначення індексу жорсткості є також актуальним завданням оцінки якості машин після приймального огляду та ремонту та модернізації знову придбаного металорізального обладнання.

Вузлові точки робочої машини піддаються силі різання, тертя і інерції. Сила, викликана вагою заготовки і технічного оснащення. Сила, що виникає при фіксації заготовки. Під дією цих сил відбувається пружна деформація частини, що міститься в вузлі, і деформація суглоба. Тому вони розрізняють контактну жорсткість від себе.

Оброблювана деталь і вузлова точка машини, що несе інструмент, є основними вузлами, які визначають відносне розташування їх в процесі під дією сили і визначають точність оброблюваної деталі. Тому жорсткість основної частини визначає жорсткість всієї машини.

Для верстатів токарної групи з ЧПУ ГОСТ 17-70 встановлюється, в якості показника жорсткості, відносне переміщення під навантаженням, закріпленої на шпинделі, оправки щодо револьверної головки.

При статичному методі випробування на жорсткість, навантаження, які діють на оправку у шпинделі та револьверну головку, імітуються наближено, так як при цьому не створюється крутний момент та осьова складова сили різання.

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
						94
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Навантаження системи силою  $P$  здійснюється в площині, перпендикулярній осі обертання шпинделя під кутом  $60^\circ$  до поперечного напрямку подачі.

Метод визначення жорсткості: При випробуванні жорсткого токарного верстата він генерує штучне навантаження, що імітує композитну складову сили різання  $P_z$ ,  $P_y$ ,  $P_x$ . Статичні навантаження створюються спеціальним обладнанням, а їх конструкція та технічні характеристики повинні відповідати типу та розмірам машини.

Відносне зміщення вимірюється калібрувальним приладом (МОГ) зі шкалою  $1 \text{ мкм}$  і діапазоном вимірювання в  $1,5\text{--}2$  рази вище максимально допустимого значення цих переміщень.

Процедура перевірки жорсткості: Надійно закріпіть оправку на шпинделі машини (див. Рис. 4.1). Під час підтвердження використовуйте фіксуючий пристрій для створення сил навантаження  $P_1$  і  $P_2$  з діафрагмою головки. Виміряйте силу, використовуючи вимірювальний прилад.

Перед кожним випробуванням турель повинна переходити до призначеного місця з наступною установкою (переміщенням до шпинделя), а шпиндель повертається. При перевірці турель фіксується.

Міцно зростаючі сили  $P_1$  і  $P_2$  формуються між оправкою, прикріпленою до шпинделя, і головкою турелі, напрямом, що проходить через вісь оправки, а в першому випадку -  $60^\circ$  до поперечного напрямку подачі. Зробіть кут. Проектну силу  $P_2$  на горизонтальній площині, кут між нею виступає і сама сила навантаження  $= 60^\circ$ .

Одночасно з навантаженням вимірюються переміщення в напрямку поперечної подачі оправки, закріпленої на шпинделі, щодо револьверної головки.

Індикатор закріплюють на револьверній головці. При цьому вимірювальний наконечник індикатора встановлюють так, щоб він торкався бічної твірної пояски оправки, а його вісь була б горизонтальна і перпендикулярна до осі оправки.

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						95
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

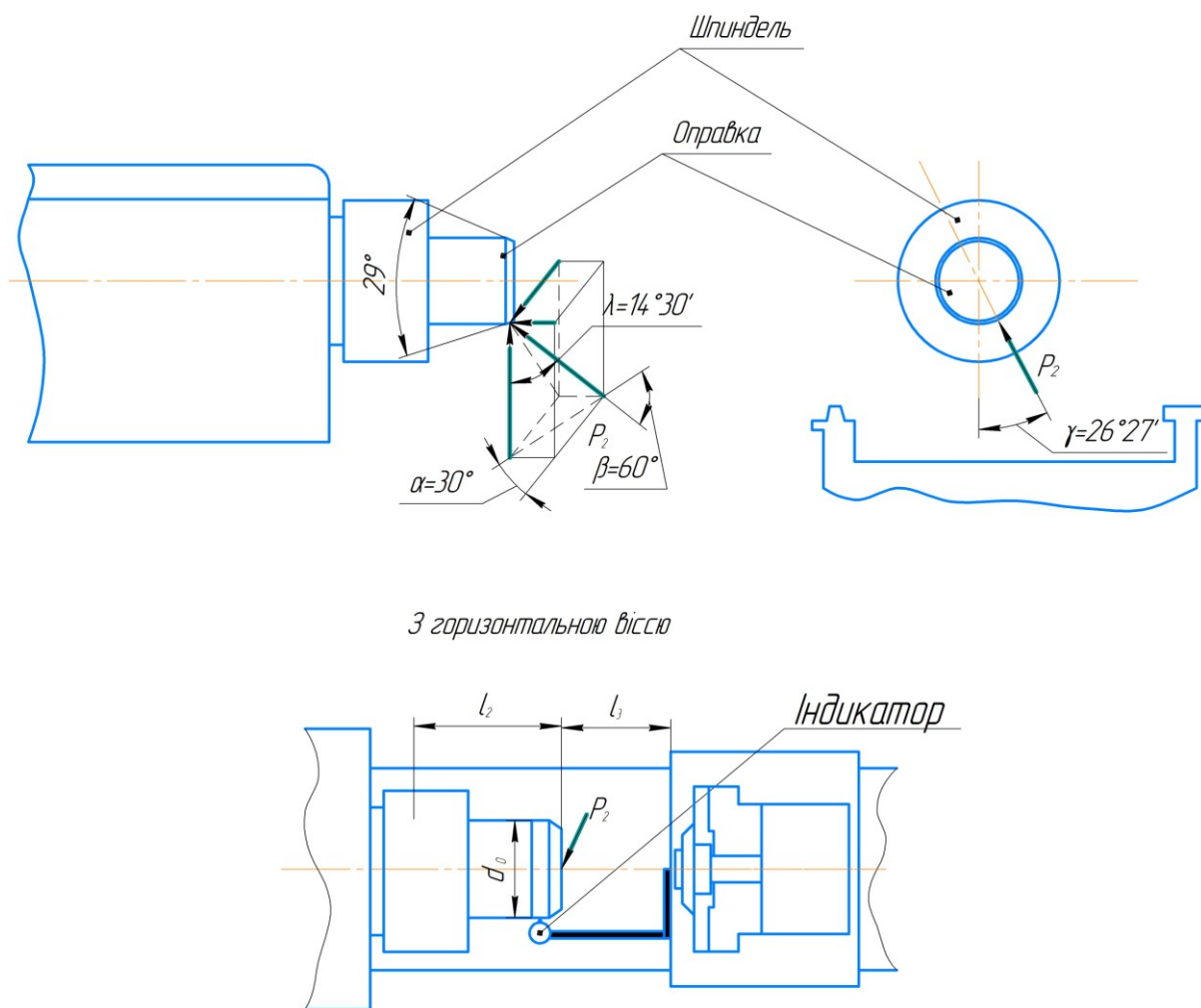


Рис. 5.1 Схеми випробувань

За величину відносних переміщень приймають середнє арифметичне результатів двох вимірювань.

Револьверна головка використовує принаймні дві свої позиції. Положення вузлових точок при тестуванні жорсткості токарного верстата наведені в таблиці. Значення сил  $P_1$  і  $P_2$  машин з різними діаметрами деталей під час обробки наведені в таблиці.

Згідно з паспортними даними прийнятого типорозміру верстата токарної групи, зокрема верстата моделі 16K20T1, жорсткість передньої бабки становить 3кН / мм, задньої бабки - 1,5 кН / мм і супорта - 1,5 кН / мм.

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		96

## 5.2 Розрахунки з проектування конструкції

### гнучкого різцетримача

В основі складання математичної моделі лежить динамічний баланс пружних переміщень і сил, що виникають в зоні різання. Пружні переміщення і сили протидії, передбачені в конструкції оправлення.

$$1) \quad \frac{1}{j_{\min_1}} = \frac{1}{j_{\text{шпин}}} + \frac{1}{j_{\text{суп}}} + \frac{1}{j_{\text{опр min}}} + \frac{1}{j_{3.6}},$$

де  $j_{\text{шпин}} = 30 \text{ кН/мм}$ ,  $j_{\text{суп}} = 15 \text{ кН/мм}$ ,  $j_{3.6} = 15 \text{ кН/мм}$ ,

$$j_{\text{опр min}} = \frac{48EI_1}{l_1^3} + \frac{48EI_2}{l_{2\max}^3},$$

де  $l_{2\max} = l_1$ ,  $I_1 = 853 \text{ мм}^4$ ,  $I_2 = 45 \text{ мм}^4$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

$$j_{\text{опр min}} = \frac{48EI_1}{80^3} + \frac{48EI_2}{80^3} = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 (853 + 45)}{512000} = 17,679 \text{ кН / мм},$$

$$\frac{1}{j_{\min_1}} = \frac{1}{30} + \frac{1}{15} + \frac{1}{17,6790} + \frac{1}{15} = 0,223231,$$

$$j_{\min_1} = 4,479666 \text{ кН/мм},$$

$$y_{\max} = \frac{P_{y\max}}{j_{\min_1}} = \frac{5755,187}{4479,666} = 1,284736 \text{ мм};$$

$$2) \quad \frac{1}{j_{\min_2}} = \frac{1}{j_{\text{шпин}}} + \frac{1}{j_{\text{суп}}} + \frac{1}{j_{\text{опр min}}}$$

де  $j_{\text{шпин}} = 30 \text{ кН/мм}$ ,  $j_{\text{суп}} = 15 \text{ кН/мм}$ ,

$$j_{\text{опр min}} = \frac{48EI_1}{l_1^3} + \frac{48EI_2}{l_{2\max}^3},$$

де  $l_{2\max} = l_1$ ,  $I_1 = 853 \text{ мм}^4$ ,  $I_2 = 45 \text{ мм}^4$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ,

$$j_{\text{опр min}} = \frac{48EI_1}{80^3} + \frac{48EI_2}{80^3} = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 (853 + 45)}{512000} = 17,6790 \text{ кН/мм}$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		97

$$\frac{1}{j_{\min_2}} = \frac{1}{30} + \frac{1}{15} + \frac{1}{17,6790} = 0,156564$$

$$j_{\min_2} = 6,387153 \text{ кН/мм}$$

$$j_{\min} = j_{\min_2} - j_{\min_1} = 6,387153 - 4,479666 = 1,90749 \text{ кН/мм}$$

$$y_{\max} = \frac{P_{y\max}}{j_{\min_2}} = \frac{5755,187}{6387,153} = 0,901057 \text{ мм}$$

$$y_{\max} = \frac{P_{y\max}}{j_{\min}} = \frac{5755,187}{1907,49} = 3,017152$$

$$3) \quad \frac{1}{j_{\max_1}} = \frac{1}{j_{\text{шпин}}} + \frac{1}{j_{\text{суп}}} + \frac{1}{j_{\text{опрmax}}} + \frac{1}{j_{3,6}},$$

$$\text{де } j_{\text{шпин}} = 30 \text{ кН / мм}, j_{\text{суп}} = 15 \text{ кН / мм}, j_{3,6} = 15 \text{ кН / мм},$$

$$j_{\text{опрmax}} = \frac{48EI_1}{l_1^3} + \frac{48EI_2}{l_{2\min}^3},$$

$$\text{де } l_{2\min} = 25 \text{ мм}, l_1 = 80 \text{ мм}, I_1 = 853 \text{ мм}, I_2 = 45 \text{ мм}, E = 2,1 \cdot 10^5$$

$$j_{\text{опрmax}} = \frac{48EI_1}{80^3} + \frac{48EI_2}{25^3} = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 853}{512000} + \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 45}{15625} =$$

$$= 16793,44 + 29030,4 = 45823,8375 \text{ Н / мм} = 45,8238 \text{ кН / мм}$$

$$\frac{1}{j_{\max_1}} = \frac{1}{30} + \frac{1}{15} + \frac{1}{45,8238} + \frac{1}{15} = 0,188489$$

$$j_{\max_1} = 5,305338 \text{ кН / мм}$$

$$4) \quad \frac{1}{j_{\max_2}} = \frac{1}{j_{\text{шпин}}} + \frac{1}{j_{\text{суп}}} + \frac{1}{j_{\text{опрmax}}},$$

$$\text{де } j_{\text{шпин}} = 30 \text{ кН / мм}, j_{\text{суп}} = 15 \text{ кН / мм},$$



$$j_{\text{опр max}} = \frac{48EI_1}{l_1^3} + \frac{48EI_2}{l_{2\text{min}}^3},$$

де  $l_{2\text{min}} = 25\text{мм}$ ,  $l_1 = 80\text{мм}$ ,  $I_1 = 853\text{мм}^4$ ,  $I_2 = 45\text{мм}^4$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^5$

$$j_{\text{опр max}} = 45,8238 \text{ кН / мм}$$

$$\frac{1}{j_{\text{max}_2}} = \frac{1}{30} + \frac{1}{15} + \frac{1}{45,8238} = 0,121823$$

$$j_{\text{max}_2} = 8,208649 \text{ кН/мм}$$

$$j_{\text{max}} = j_{\text{max}_2} - j_{\text{max}_1} = 8,208649 - 5,305338 = 2,90331 \text{ кН/мм}$$

$$y_{\text{min}} = \frac{P_{y\text{min}}}{j_{\text{max}}} = \frac{176,8535}{2903,31} = 1,982285$$

$$5) \quad \frac{1}{j_{\text{min}}} = \frac{1}{j_{\text{шпин}}} + \frac{1}{j_{\text{суп}}} + \frac{1}{j_{3,6}},$$

де  $j_{\text{шпин}} = 30 \text{ кН/мм}$ ,  $j_{\text{суп}} = 15 \text{ кН/мм}$ ,  $j_{3,6} = 15 \text{ кН/мм}$ .

$$\frac{1}{j_{\text{min}}} = \frac{1}{30} + \frac{1}{15} + \frac{1}{15} = \frac{1}{6}$$

$$j_{\text{min}} = 6 \text{ кН/мм}$$

$$6) \quad \frac{1}{j_{\text{max}_1}} = \frac{1}{j_{\text{шпин}}} + \frac{1}{j_{\text{суп}}},$$

де  $j_{\text{шпин}} = 30 \text{ кН/мм}$ ,  $j_{\text{суп}} = 15 \text{ кН/мм}$ ,

$$\frac{1}{j_{\text{max}_1}} = \frac{1}{30} + \frac{1}{15} = \frac{1}{10}$$

$$j_{\text{max}} = 10 \text{ кН/мм}$$

$$j = j_{\text{max}} - j_{\text{min}} = 10 - 6 = 4 \text{ кН/мм}$$

$$y_{\text{max}} = \frac{P_{y\text{max}}}{j_{\text{min}}} = \frac{5755,187}{6000} = 0,959198$$

$$y_{\text{min}} = \frac{P_{y\text{min}}}{j_{\text{max}}} = \frac{176,8535}{10000} = 0,001768535$$

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						99
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Сердечник виконуємо зі сталі ХВГ:

$$\sigma = \frac{\Delta H}{H} E \leq [\sigma];$$

$$\frac{P_y}{S} = \frac{\Delta H}{H} E;$$

$$\text{де, } S = \frac{\pi d^2}{4};$$

$$\frac{4P_y}{\pi d^2} = \frac{\Delta H}{H} E$$

$$d = \sqrt{\frac{4P_y H}{\Delta H \pi E}},$$

$$\text{де, } P_{y\max} = 5755,187\text{Н, } H = 80\text{мм, } E = 2,10^5\text{МПа};$$

$$\Delta H = k \cdot y_{\max},$$

$$\text{де } k = 0,001 \dots 0,01;$$

$$y_{\max} = \frac{P_{y\max} l_{2\max}^3}{48EI_2};$$

$$l_{2\max} = 80\text{мм, } P_{y\max} = 5755,187\text{Н, } I_2 = 45\text{мм}^4;$$

$$y_{2\max} = \frac{5755,187 \cdot 80^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 45} = 6,5\text{мм}$$

Призначаємо діаметр сердечника:  $d = 20 \text{ мм}$ .

З метою спостереження за пружними деформаціями встановлюємо два датчика ТД 50-450 МА.

					МВ7126МП.МД000.000 ПЗ	Арк
						100
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

## Висновки

В результаті розрахунку базових даних для гнучкої конструкції інструменту був розроблений для адаптивної системи управління модернізованої машини.

Ці дефекти були вирішені шляхом внесення наступних змін у конструкції.

Замість промислових асинхронних електродвигунів серії 4А використовуйте асинхронний ротор серії PH7 (Siemens). Це дозволяє використовувати комбінований безступінчастий привід і розширює діапазон швидкості обертання шпинделя. У результаті зменшилася кількість передач, а відповідно і габарити, міцність і т.д. Все це значно спростило конструкцію коробки передач.

Датчик зворотного зв'язку був використаний в основному приводі.

ЛІР - 190А допомагає керувати відключенням одиночної та декількох потоків на машині.

ЛІР - 8 фотоелектричний датчик лінійного переміщення був використаний в якості датчика зворотного зв'язку в поздовжньому і поперечному приводі зміщення. Ця лінійна оптична вимірювальна система показала значну перевагу: вона не чутлива до забруднення, вона вимагає менш точного регулювання відстані між читанням головки і лінійки і відсутнє наводить електромагнітне поле.

Револьверна головка, яка використовується в цьому проекті, побудована конструктивно на моделі револьверної головки компанії "TRAUB". Особлива природа і перевага цієї головки полягає в тому, що додатковий привід приєднаний до осевого інструменту. Поворот обертається автоматично, виконується командою ЧПУ. Іншими словами, здійснюється автоматична зміна інструменту.

Машина також замінила систему управління програмним забезпеченням. Конструктивно пристрій виконаний у вигляді шафи і розділений на блоки. Панель керування виконана в цілому і прикріплена до підставки, яку можна повернути на місце.

Завдання на даний проект було виконано успішно, усі задачі обчислено.

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						101
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

## Література

1. Проектування металорізальних верстатів і верстатних систем: Довідник - підручник. У 3-х томах .: Проектування верстатних систем / Під загальною ред. А.С. Пронікова - М .: Вид - МГТУ ім. Н. Е. Баумана.
2. Металорізальні верстати і автомати. Підручник для ВНЗ. Під ред. А.С. Пронікова - М .: Машинобудування. 1981р.
3. Металорізальні верстати. Навчальний посібник для ВНЗ. Колів Н.С., Красниченко Н.В. : Машинобудування, 1980 р.
4. Художнє конструювання, проектування та моделювання промислових виробів. Биков Е.Н., Крюков Г.В. і ін. М. Вища школа, 1986р.
5. Анурьев В.І. Довідник конструктора-машинобудівника. Вид. 4-е., - М .: Машинобудування, 1973р.
6. Л.В. Сергієвський, В.В. Русланів. Посібник наладчика верстатів з ЧПУ. - М .: Машинобудування, 1991. - 176с., Мул.
7. Довідник технолога-машинобудівника. У 2-х т./Під ред. А.Г. Косилової., Р.К. Мещерякової.- 4-е вид., Перероб. І доп.- М .: Машинобудування, 1985.- 656с.
8. Євгенєв Г.Б Системологія інженерних знань: Посібник для вузів. -М.:Вид-во МГТУ ім. Н.Є. Баумана, 2001.\_376с.: іл. (Сер. Інформатика в технічному університеті).
9. Норинков І.П. Основи автоматизованого проектування: Пос. Для ВНЗ.- М .: Вид-во МГТУ ім. Н.Є. Баумана, 2000.-360с. мул. (Сер. Інформатика в технічному університеті).
10. Васильєв Г.Н. Автоматизація проектування металорізальних верстатів. - М .: Машинобудування. 1987.- 280с., Іл.
11. Система автоматизованого проектування. Навчальний посібник для ВНЗ. У 9-ти кн. Під ред. І.П. Норинкова. - М .: Вища школа, 1986р.
12. Сергієнко А.Б. Цифрова обробка сигналів. - СПб.: Пітер, 2003.- 608 с.: іл.

					<i>МВ7126МП.МД000.000 ПЗ</i>	Арк
						102
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

13. Курс теоретичної механіки: Підручник для ВНЗ, В.І. Дронго, В.В. Дубинін, М.М. Ільїн та ін.; За заг. Ред. К.С. Колесимкова. - 2-е вид., Стереотип. - М.: Вид-во МГТУ ім. Н.Є. Баумана, 2002. - 736 с., Іл./Сер. Механіка в технічному університеті.

14. Балакшин Б.С. Теорія і практика технології машинобудування. Книга 1., М.: Машинобудування, 1992, 240 с.

15. Автоматизація випробувань і дослідження металорізальних верстатів з ЧПУ. / Бібліотека верстатника, випуск 7 /, 1988 р.

16. Проніков А.С. Програмний метод випробування металорізальних верстатів 1985р.

17. Проніков А.С. Надійність машин - М.: Машинобудування, 1978.-598с.

18. Решетов Д.Н., Іванов А.С. і Фадєєв В.З. Надійність машин. Навчальний посібник для машинобудівних спеціальностей - М.: Вища школа, 1988. -238 с.

19. Технологічна надійність верстатів. Колектив авторів. За заг. Ред. А.С. Пронікова, - М.: Машинобудування, 1971. -344 с.

20. Кузнецов В.Т. приводи верстатів з програмним керуванням. - М.: Машинобудування, 1983, -217с.

21. Кузнецов М.М., Усов Б.А., Стародубов В.С. Проектування автоматизованого виробничого обладнання. - М.: Машинобудування, 1987 288с.: іл.

22. Москаленко В.В. Електричний привід: Учб. Для електротехн. Спец. Техн. Шк., 1991.-430с.: іл.

24. Металорізальні верстати та верстатні системи: Навч. У 2 т. - Т. Верстати з числовим програмним управлінням. Гнучкі виробничі системи та автоматичні лінії / За заг. Ред. Ю.М. Свитковського.- Іжевськ: Вид-во ІжГТУ, 2001.-260 с.: іл.

25. Шаумян Г.А. Комплексна автоматизація виробничих процесів. М.: Машинобудування, 1973.-639с.

26. Технологія машинобудування: Підручник для вузів в 2 т./В.М. Бурцев, А.С. Васильєв, А.М. Дальський та ін.: Під ред. А.М. Дальського М.: Вид-во МГТУ ім. А.Е. Баумана, 1997.

					<i>MB7126MP.MD000.000 ПЗ</i>	Арк
						103
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		